



**Titre:** Modélisation d'une vanne à tournant sphérique munie d'un joint de polymère viscoélastique  
Title:

**Auteur:** Guillaume Vivien  
Author:

**Date:** 2010

**Type:** Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

**Référence:** Vivien, G. (2010). Modélisation d'une vanne à tournant sphérique munie d'un joint de polymère viscoélastique [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/248/>  
Citation:

 **Document en libre accès dans PolyPublie**  
Open Access document in PolyPublie

**URL de PolyPublie:** <https://publications.polymtl.ca/248/>  
PolyPublie URL:

**Directeurs de recherche:** Daniel Therriault, Luc Marchand, & Martin Lévesque  
Advisors:

**Programme:** Génie mécanique  
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

**MODÉLISATION D'UNE VANNE À TOURNANT SPHÉRIQUE MUNIE  
D'UN JOINT DE POLYMÈRE VISCOÉLASTIQUE**

GUILLAUME VIVIEN

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION  
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES  
(GÉNIE MÉCANIQUE)

FÉVRIER 2010

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

MODÉLISATION D'UNE VANNE À TOURNANT SPHÉRIQUE MUNIE D'UN JOINT DE  
POLYMÈRE VISCOÉLASTIQUE

Présenté par : VIVIEN Guillaume

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. SANSCHAGRIN Bernard, D.Ing, président

M. TERRIAULT Daniel, Ph.D, membre et directeur de recherche

M. LÉVESQUE Martin, Ph.D, membre et codirecteur de recherche

M. MARCHAND Luc, Ph.D, membre et codirecteur de recherche

M. VADEAN Aurelian, Doct., membre

## DÉDICACE

*À ma famille*

## **REMERCIEMENTS**

Je souhaite tout d'abord remercier mes directeurs de recherche Daniel THERRIAULT et Martin LÉVESQUE pour m'avoir donné l'opportunité d'effectuer cette maîtrise et pour m'avoir soutenu, écouté, conseillé pendant ces deux années. Je remercie également mon co-directeur Luc MARCHAND pour son aide précieuse dans de nombreux points de cette maîtrise. Je tiens également à remercier Luc VERNHES pour avoir amené ce projet et pour la collaboration agréable que j'ai eu avec lui. Je remercie toutes les personnes qui ont participé à un moment ou à un autre à la réalisation de ce projet (ex. Bénédicte, Louida, Thierry). Enfin je remercie tous mes collègues de travail avec qui j'ai passé des moments agréables et qui m'ont soutenu et conseillé.

## RÉSUMÉ

L'entreprise VELAN-Inc., qui est l'un des principaux fabricants mondiaux de robinetterie industrielle, a su rester compétitive grâce à une amélioration constante de ses produits. Les vannes d'étanchéité sont des éléments d'une installation qui doivent être robustes spécialement dans des domaines de pointe tels que le nucléaire ou la chimie. Les joints qui servent à l'étanchéité sont les éléments susceptibles de se détériorer au cours du temps. Ces joints sont pour la plupart faits en matériaux polymères et ont un comportement viscoélastique ce qui les rend sensibles au fluage. Une vanne en particulier dite à tournant sphérique a été étudiée et selon les conditions d'utilisation, trois matériaux sont proposés pour les joints d'étanchéité de la vanne étudiée (le PTFE, le TFM ou le PEEK). VELAN avait préalablement développé un modèle éléments finis élastique de cette vanne, cependant, ce modèle ne prenait pas en compte le caractère viscoélastique des matériaux constituant les joints et aucune simulation de l'évolution des joints dans le temps n'était donc possible. VELAN souhaitait donc développer un nouveau modèle éléments finis capable de mieux prédire le comportement des joints dans le temps et notamment la sensibilité au fluage. L'hypothèse d'utiliser un modèle viscoélastique linéaire a été prise pour décrire le comportement des matériaux des joints. Le développement de ce modèle nécessitait la connaissance de la loi de comportement de chacun des matériaux qui a été déterminée par des essais de fluage en compression, ces essais étant le mode de chargement le plus représentatif de la sollicitation réelle d'un joint.

Un banc d'essai de fluage en compression a été développé de façon à pouvoir obtenir les propriétés viscoélastiques des matériaux. Des essais ont été effectués sous différents niveaux de contrainte pendant une durée d'une semaine. Ces données expérimentales obtenues ont montré que le PTFE et le TFM n'avaient pas un comportement viscoélastique linéaire. Cependant, les données de chaque essai de fluage ont ensuite été approximées par un modèle viscoélastique linéaire. Des essais complémentaires de traction et de compression ont entre autres permis de déterminer le coefficient de Poisson. Les paramètres de la loi de comportement de chaque matériau ainsi identifiés ont ensuite été entrés sous la forme requise par le logiciel éléments finis utilisé. Le modèle éléments finis de la vanne a été développé en s'appuyant sur les plans de la géométrie des différentes pièces. Les résultats des simulations ont ensuite été comparés avec des données expérimentales provenant d'essais que VELAN avait préalablement effectués sur des

joints montés dans cette vanne. La corrélation entre le modèle et les essais n'est pas aussi bonne qu'espérée car on observe une déformation initiale différente entre les simulations et les essais. De plus, le retour élastique du joint est grandement surestimé d'environ un facteur deux dans la simulation. Cependant, de nombreux facteurs expliquent ces différences. De la plasticité intervenait dans les joints à la pression utilisée pour les essais or la plasticité n'est pas prise en compte dans le modèle. De plus, les joints et les échantillons n'ont peut être été usinés à partir du même matériau. Quoiqu'il en soit, l'hypothèse que les matériaux suivent un comportement viscoélastique linéaire ne permet pas de retrouver les données expérimentales fournies par VELAN. Un nouveau modèle viscoélastique plastique serait sûrement plus approprié mais impliquerait de refaire de nombreux essais de fluage-recouvrance.

## ABSTRACT

The VELAN-Inc. Company, which is a leading global manufacturer of industrial valves, has remained competitive through continuous improvement of its products. The valves are elements of a plant that must be especially strong in advanced fields such as nuclear or chemical. Seals used in valves are elements likely to deteriorate over time. These seals are mostly made of polymer materials and have a viscoelastic behavior which makes them susceptible to creep. A particular valve called ball valve was studied and depending on the conditions of use, three materials are proposed for the seals (PTFE, TFM or PEEK). VELAN had previously developed an elastic finite element model of this valve, however, this model does not take into account the viscoelastic nature of the materials of the seals and no simulation of the evolution of seals over time was therefore possible. VELAN therefore wished to develop a new finite element model that can better predict the behavior of seals over time and in particular the sensitivity to creep. The hypothesis of using a linear viscoelastic model was taken to describe the behavior of seal materials. The development of this model required the knowledge of the behavior law of each material that we determined by creep tests in compression. These tests are the method of loading the most representative of the actual solicitation of a seal.

A creep device in compression has been developed to obtain the viscoelastic properties of materials. Tests under different stress levels were conducted during a period of one week. These experimental data have shown that PTFE and TFM did not have a linear viscoelastic behavior. However, data from each creep test was approximated by a linear viscoelastic model. Additional tensile and compressive tests helped us determine the Poisson ratio. The parameters of the behavior of each material previously identified were then entered as required by the finite element analysis software used. The finite element model of the valve has been developed based on the plans of the geometry of the different parts. The simulation results were compared with experimental data from tests that VELAN had previously performed on seals mounted in the valve. The correlation between the model and testing is not as good as expected because there is an initial deflection difference between the simulations and tests. Moreover, the elastic return of the seal is greatly overestimated by about a factor of two in the simulations. However, many factors explain these differences. Plasticity was involved in the seals at the pressure used for testing but, plasticity is not taken into account in the model. Moreover, seals and samples may



have not been machined from the same material. Nevertheless, the assumption that the materials follow a linear viscoelastic behavior cannot match the experimental data supplied by VELAN. A new viscoelastic plastic model would probably be more appropriate but it would require to redo many creep-recovery tests.

## TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	III
REMERCIEMENTS .....	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT .....	VII
TABLE DES MATIÈRES .....	IX
LISTE DES TABLEAUX.....	XIII
LISTE DES FIGURES.....	XIV
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS .....	XXII
LISTE DES ANNEXES.....	XXIV
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1    REVUE CRITIQUE DE LA LITTÉRATURE .....	4
1.1    Présentation de la vanne étudiée .....	4
1.2    Étude sur les matériaux utilisés pour la fabrication des joints .....	6
1.3    Étude de la modélisation d'un matériau viscoélastique dans le logiciel d'éléments finis ANSYS.....	10
1.3.1    Définition d'un matériau viscoélastique .....	10
1.3.2    Loi de comportement d'un matériau viscoélastique .....	14
1.3.3    Modélisation d'un matériau viscoélastique dans le logiciel éléments finis ANSYS .....	16
1.4    Étude des essais de caractérisation en traction et compression sur les matériaux plastiques.....	17
1.5    Bilan de la revue bibliographique .....	19
CHAPITRE 2    ESSAIS DE TRACTION ET COMPRESSION .....	21
2.1    Méthode de mesure .....	21

2.1.1	Mesure de la déformation.....	21
2.1.2	Machine de traction/compression.....	22
2.1.3	Acquisition des données.....	23
2.2	Essais de traction.....	23
2.2.1	Dimensions des éprouvettes de traction .....	24
2.3	Essais de compression.....	26
2.3.1	Dimensions des éprouvettes de compression .....	27
2.4	Bilan sur les essais de traction et compression .....	30
CHAPITRE 3 DÉVELOPPEMENT D'UN BANC D'ESSAI POUR DES TESTS DE FLUAGE EN COMPRESSION.....		32
3.1	Justification de la réalisation d'un banc d'essai .....	32
3.2	Cahier des charges du banc d'essai .....	33
3.3	Description du banc d'essai et argumentation des choix technologiques employés.....	34
3.3.1	Principe de fonctionnement du banc d'essai .....	34
3.3.2	Système de chargement des éprouvettes .....	35
3.3.3	Guidage des plateaux .....	39
3.3.4	Choix des éprouvettes .....	41
3.3.5	Mesure de la déformation.....	41
3.3.6	Réalisation.....	42
3.3.7	Système d'acquisition .....	44
3.3.8	Installation et étalonnage du banc d'essai .....	45
3.4	Bilan sur la machine de fluage et améliorations proposées .....	49
3.4.1	Incertitudes de mesure.....	49
3.4.2	Améliorations proposées .....	50



ANNEXES .....	93
---------------	----

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1	Liste des principales propriétés du PTFE, TFM et PEEK valables à la température ambiante.....	7
Tableau 2.1	Vitesses de déplacement à appliquer en compression de manière à avoir le même taux de déformation en traction et compression. On pourra ainsi comparer les propriétés mécaniques des matériaux. ....	27
Tableau 3.1	Efforts et moments statiques maximaux que peuvent encaisser chaque patin. Ces données sont issues de la brochure de Danaher Motion [20]. ....	41
Tableau 3.2	Efforts mesurés au niveau du premier étage de compression avec la cellule de force. Le rapport du bras de levier calculé est le rapport moyen des deux inclinaisons différentes. ....	46
Tableau 3.3	Résumé des possibilités de la machine. ....	49
Tableau 4.1	Effet du taux de déformation sur le module tangent et sur le coefficient de Poisson en traction et en compression pour le PTFE, le TFM et le PEEK. ....	60
Tableau 5.1	Récapitulatif de l'effet de l'amélioration de la géométrie sur les contraintes dans le joint. Nous avons comparé pour un matériau quelconque la contrainte moyenne dans le joint ainsi que le pourcentage de nœuds dépassant une contrainte arbitraire de 15 MPa afin de comparer les états de contrainte entre deux géométries. Nous avons également indiqué le changement du volume du joint par rapport à la géométrie standard. Il ne faut pas faire attention aux valeurs en elles mêmes mais plutôt à l'évolution de ces valeurs selon la géométrie. ....	86

## LISTE DES FIGURES

- Figure 1.1 Schéma de la vanne quart de tour SB-300 étudiée ainsi que du joint assurant l'étanchéité. (a) La vanne est présentée en position ouverte. Le fluide est arrêté lorsque la sphère est tournée d'un quart de tour par l'intermédiaire du levier. (b) Représentation du joint d'étanchéité dit Memoryseal™ présent de chaque côté de la sphère. (c) Agrandissement du logement du joint où vient s'insérer le Memoryseal™. On voit qu'il y a une cavité entre la partie arrière du joint et le logement. ....5
- Figure 1.2 Schéma du comportement d'un matériau viscoélastique linéaire lors d'un essai de fluage-recouvrance. (a) Le matériau est soumis à une contrainte  $\sigma_0$  à l'instant  $t = 0$ . Cette contrainte est ensuite relâchée à l'instant  $t = t_1$ . (b) Réponse en déformation d'un matériau viscoélastique linéaire soumis au chargement précédant. On voit apparaître la réponse instantanée et la réponse différée. .... 11
- Figure 1.3 Schéma du comportement d'un matériau viscoélastique linéaire lors d'un essai de relaxation. (a) Le matériau est soumis à une déformation  $\varepsilon_0$  à l'instant  $t = 0$ . Cette contrainte est ensuite maintenue. (b) Réponse en contrainte d'un matériau viscoélastique linéaire soumis au chargement précédant. La contrainte diminue tout au long de l'essai et tend vers une valeur finale. .... 12
- Figure 1.4 Schéma du comportement d'un matériau viscoélastique à (a) différents taux de déformation et à (b) différentes températures. (a) Plus le taux de déformation est grand ( $\dot{\varepsilon}_1 > \dot{\varepsilon}_2$ ), plus la contrainte induite est importante ( $\sigma_1 > \sigma_2$ ) quelque soit  $\varepsilon_1$ . (b) Plus la température est élevée ( $T_1 > T_2$ ), plus la déformation est importante ( $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$ ) quelque soit  $t_1$ . .... 13
- Figure 2.1 (a) Photo de l'extensomètre axial d'une longueur de jauge de 25 mm accroché sur une éprouvette prismatique. (b) Photo de l'extensomètre transversal accroché sur une éprouvette prismatique, il peut être fixé sur une éprouvette d'une largeur ou d'un diamètre de 25 mm au maximum. .... 22

- Figure 2.2 Dimensions des éprouvettes choisies pour les essais de traction. Il s'agit des éprouvettes de type III de la norme ASTM D638-03. Les extensomètres devront être placés dans la zone d'essai de 57 mm où la contrainte est uniforme. ....24
- Figure 2.3 (a) Photo du montage de l'éprouvette de traction dans les mors. On voit ici le montage des deux extensomètres de part et d'autre de l'éprouvette. (b) Photo des éprouvettes de traction usinées et identifiées. (c) Photo d'une éprouvette de traction avec les repères visuels pour bien la positionner dans les mors. ....25
- Figure 2.4 Plan de définition des embouts de compression. Un alésage fileté permet de visser les embouts directement sur la machine de traction. La face du bas permet de bien mettre en appui plan les embouts contre les bagues de la machine. L'extrémité de chaque embout a été rectifiée. ....29
- Figure 2.5 (a) Photo du montage de l'éprouvette de compression entre les embouts. On voit ici les deux extensomètres de part et d'autre de l'éprouvette. (b) Photo des éprouvettes de compression usinées et identifiées. ....29
- Figure 2.6 Illustration de l'effet de friction entre les extrémités des éprouvettes et les plateaux de compression. (a) Sans frottements, l'éprouvette se dilate librement et les déformations sont uniformes. (b) Avec frottements, les extrémités ne se dilatent pas librement et on voit apparaître une forme de tonneau, les déformations ne sont pas uniformes. ....30
- Figure 3.1 Dessin 3D de la machine de fluage réalisée sous le logiciel de conception CATIA. Lorsqu'on place des poids sur le plateau du balancier, le bras de levier applique un effort sur le premier plateau de compression. Chaque plateau est monté sur un patin à billes qui coulisse sur un rail vertical accroché au poteau. L'effort appliqué sur le premier échantillon est donc retransmis aux deux échantillons inférieurs. La déformation de chaque éprouvette est mesurée indépendamment par un LVDT...34
- Figure 3.2 Schéma de la variation d'angle du bras de levier et de la bielle en fonction de l'écrasement des échantillons. Un déplacement de 15 mm du premier plateau de compression entraîne une variation d'angle d'environ  $8^\circ$  à partir de l'horizontale. La bielle ne varie que d'un angle d'environ  $0.5^\circ$ . ....36



- Figure 3.3 Schéma des efforts qui interviennent sur le bras de levier au cours d'un essai de fluage. La charge  $C$  due à la masse posée sur le plateau du balancier entraîne des efforts de réaction au point d'accrochage de la bielle et au niveau du point de rotation du bras. Lorsque le bras n'est pas à l'horizontale, ces efforts ont des composantes à la fois sur X et sur Y. ....36
- Figure 3.4 Photo du dispositif de cales empilables permettant le réglage de l'angle initial du bras de levier. Ce système est situé à la base de la machine.. Le fait d'enlever ou de rajouter des cales fait bouger la position du plateau de compression du haut et donc la position angulaire du bras de levier. ....38
- Figure 3.5 Patin monté sur le rail. Chaque patin est muni de 4 chemins de billes (2 de chaque côté du patin) qui permettent un excellent guidage linéaire. Les trous filetés sur la face avant du patin permettent la fixation des plateaux de compression.....39
- Figure 3.6 Schéma du désaxage maximal des éprouvettes par rapport à l'axe de compression. Chaque éprouvette pouvant avoir un défaut d'alignement supposé de 5 mm, l'axe des échantillons peut donc être distant de 10 mm au maximum. ....40
- Figure 3.7 Image de l'étage de compression central montrant le LVDT monté sur son support et la pointe du LVDT qui vient en contact avec une équerre attachée au plateau inférieur. Le déplacement mesuré par le LVDT est directement proportionnel à la déformation de l'éprouvette.....42
- Figure 3.8 Photos de l'installation du poteau vertical dans le sol. (a) Le poteau a été installé à l'aide d'un niveau afin de garantir la verticalité. (b) Le poteau est solidement fixé dans le sol avec des chevilles en acier installées dans le béton. ....45
- Figure 3.9 Schéma du dispositif d'équilibrage du bras de levier. Un câble relie l'extrémité du bras à un contrepoids et passe par deux poulies accrochées au plafond. Le bras est équilibré lorsqu'aucune masse n'est posée sur le plateau. ....47
- Figure 3.10 Photo du dispositif d'étalonnage des LVDT. Un micromètre actionnant un plateau mobile permet de contrôler précisément la course du LVDT. On peut donc déduire la variation de la tension de sortie en fonction du déplacement. ....48

Figure 3.11	Schéma d'amélioration du dispositif de mesure de la déformation des éprouvettes. Avec cette configuration, la tige du LVDT sort au lieu de rentrer au fur et à mesure de l'écrasement de l'éprouvette. ....	50
Figure 3.12	Dessin 3D d'un bloc de compression avec des alésages supplémentaires afin de diminuer sa masse. La masse passerait de 1004 g à 655 g ce qui représente une perte de masse d'environ 35%. ....	51
Figure 3.13	Schéma de la bielle améliorée. L'ouverture effectuée dans la partie du bas permettrait de relever le bras de levier sans entrainer le premier plateau. En revanche, lorsque la charge serait appliquée, l'axe du premier plateau se retrouverait bien au fond de la gorge de la bielle. ....	52
Figure 4.1	Courbes contrainte-déformation du PTFE à un taux de déformation de $6.2 \times 10^{-4}$ /s (a) en traction et (b) en compression. Pour chaque essai, trois répétitions ont été effectuées. ....	54
Figure 4.2	Courbes contrainte-déformation du TFM à un taux de déformation de $6.2 \times 10^{-4}$ /s (a) en traction et (b) en compression. Pour chaque essai, trois répétitions ont été effectuées. ....	54
Figure 4.3	Courbes contrainte-déformation du PEEK à un taux de déformation de $6.2 \times 10^{-4}$ /s (a) en traction et (b) en compression. Pour chaque essai, trois répétitions ont été effectuées. ....	55
Figure 4.4	Comparaison des courbes contrainte-déformation et déformation axiale-transverse en traction et en compression pour le PTFE à un taux de déformation de $6.2 \times 10^{-4}$ /s. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en traction et en compression. (b) Superposition des courbes de la valeur absolue des déformations axiales-transverses en traction et en compression. Le coefficient de Poisson semble relativement constant étant donné qu'il y a une relation linéaire entre la déformation axiale et transverse. ....	56
Figure 4.5	Comparaison des courbes contrainte-déformation et déformation axiale-transverse en traction et en compression pour le TFM à un taux de déformation de $6.2 \times 10^{-4}$ /s. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en traction et en	

compression. (b) Superposition des courbes de la valeur absolue des déformations axiales-transverses en traction et en compression. Le coefficient de Poisson semble relativement constant étant donné qu'il y a une relation linéaire entre la déformation axiale et transverse. ....56

Figure 4.6 Comparaison des courbes contrainte-déformation et déformation axiale-transverse en traction et en compression pour le PEEK à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en traction et en compression. (b) Superposition des courbes de la valeur absolue des déformations axiales-transverses en traction et en compression. Le coefficient de Poisson semble relativement constant étant donné qu'il y a une relation linéaire entre la déformation axiale et transverse. ....57

Figure 4.7 Effet du taux de déformation sur les courbes contrainte-déformation et sur le coefficient de Poisson du PTFE en compression. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s. (b) Superposition des courbes déformation axiale-transverse en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s.....58

Figure 4.8 Effet du taux de déformation sur les courbes contrainte-déformation et sur le coefficient de Poisson du TFM en compression. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s. (b) Superposition des courbes déformation axiale-transverse en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s.....59

Figure 4.9 Effet du taux de déformation sur les courbes contrainte-déformation et sur le coefficient de Poisson du PEEK en compression. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s. (b) Superposition des courbes déformation axiale-transverse en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s.....59

Figure 4.10	Courbes de fluage du TFM sous un niveau de contrainte de 9 MPa. La déformation des trois éprouvettes mesurée par les LVDT est enregistrée au cours du temps. Ce sont ces déformations que l'on voit tracées sur une échelle de temps logarithmique. Ces trois courbes permettent ensuite de tracer une courbe moyenne de fluage. ....	62
Figure 4.11	Courbes moyennes de fluage du PTFE sous quatre niveaux de contrainte (2, 5, 9 et 12 MPa) et courbes du rapport déformation/contrainte. (a) Superposition des courbes moyennes de fluage en compression. (b) Superposition des courbes du rapport déformation/contrainte. ....	63
Figure 4.12	Courbes moyennes de fluage du TFM sous quatre niveaux de contrainte (2, 5, 9 et 12 MPa) et courbes du rapport déformation/contrainte. (a) Superposition des courbes moyennes de fluage en compression. (b) Superposition des courbes du rapport déformation/contrainte. ....	64
Figure 4.13	Courbes moyennes de fluage du PEEK sous quatre niveaux de contrainte (20, 50, 70 et 90 MPa) et courbes du rapport déformation/contrainte. (a) Superposition des courbes moyennes de fluage en compression. (b) Superposition des courbes du rapport déformation/contrainte. ....	64
Figure 4.14	Comparaison de la courbe de complaisance obtenue expérimentalement $D(t)$ avec la courbe du spectre discret de relaxation $D_{spec}(t)$ déduit par la méthode des moindres carrés. ....	66
Figure 4.15	Comparaison de la courbe de contrainte obtenue expérimentalement $\sigma(t)$ avec la courbe $\sigma_{spec}(t)$ déduit par la méthode des moindres carrés. ....	69
Figure 4.16	Comparaison du module de relaxation du PTFE obtenu avec les essais de compression avec ceux obtenus avec les essais de fluage. Le module de relaxation des essais de compression est représenté en trait pointillé. ....	70
Figure 4.17	Comparaison du module de relaxation du TFM obtenu avec les essais de compression avec ceux obtenus avec les essais de fluage. Le module de relaxation des essais de compression est représenté en trait pointillé. ....	70

- Figure 4.18 Comparaison du module de relaxation du PEEK obtenu avec les essais de compression avec ceux obtenus avec les essais de fluage. Le module de relaxation des essais de compression est représenté en trait pointillé. ....71
- Figure 5.1 Modèle éléments finis axisymétrique de l'essai de fluage. La compression entre deux plateaux d'une éprouvette cylindrique est un problème axisymétrique. L'éprouvette a été maillée avec 100 éléments rectangulaires à 8 nœuds (PLANE 183). La surface du haut est bloquée en Y et on applique une pression sur la surface du bas. ....73
- Figure 5.2 Comparaison de la courbe d'écrasement théorique  $Dép(t)$  avec les points de la solution donnés par ANSYS pour une éprouvette de PTFE soumise à une contrainte de 5 MPa. La courbe en trait plein représente l'écrasement théorique et les marqueurs sont les déplacements calculés par ANSYS. ....74
- Figure 5.3 Vue en coupe de la vanne SB-300 en position fermée. Lorsque la vanne est position fermée, le joint de gauche est relâché et le joint de droite est comprimé. Le premier joint n'étant plus étanche, la cavité comprise entre les deux joints est également soumise à la pression du fluide. ....75
- Figure 5.4 Modèle éléments finis axisymétrique de la vanne. Les éléments utilisés pour mailler le joint et la sphère sont des éléments à 8 nœuds (PLANE183). ....76
- Figure 5.5 Chargement et contraintes appliqués au modèle éléments finis axisymétrique de la vanne. Les surfaces en rouge marquées d'une flèche représentent les surfaces sur lesquelles la pression va être exercée. Les surfaces marquées de traits verts représentent la paire de contact entre le joint et la sphère. L'autre paire de contact n'est pas représentée ici. Les triangles bleus sur le logement montrent qu'il a été bloqué dans les directions X et Y. Les triangles bleus marqués d'un S représentent la condition de symétrie autour de l'axe Y. ....79
- Figure 5.6 Superposition des courbes d'essais de joints en PTFE et en TFM soumis à des cycles de pression. Les deux courbes en traits pleins représentent le déplacement de la sphère pour des joints en PTFE. Les deux courbes en traits pointillés représentent le déplacement de la sphère pour des joints en TFM. Les cycles durent 8 h (4 h à  $P_{max}$  et 4 h à  $P = 0.005$  MPa). La variation entre les déplacements

enregistrés pour deux joints d'un même matériau est de l'ordre de 5 %. On observe un retour de la sphère beaucoup moins important que le déplacement initial lors du premier cycle ce qui implique que de la plasticité apparaît.....80

Figure 5.7 Superposition des courbes de simulation du PTFE avec les essais expérimentaux réalisés par VELAN. La courbe en trait plein représente le déplacement moyen de la sphère durant les essais suite à l'application de cycles de pression de 8 h (4 h à  $P_{max}$  et 4 h à pression nulle). Les courbes pointillées sont les résultats des simulations pour les quatre définitions différentes du PTFE issues des essais de fluage. ....81

Figure 5.8 Superposition des courbes de simulation du TFM avec les essais expérimentaux réalisés par VELAN. La courbe en trait plein représente le déplacement moyen de la sphère durant les essais suite à l'application de cycles de pression de 8 h (4 h à  $P_{max}$  et 4 h à pression nulle). Les courbes pointillées sont les résultats des simulations pour les quatre définitions différentes du TFM issues des essais de fluage. ....82

Figure 5.9 Répartition des contraintes de Tresca dans le joint Memoryseal<sup>TM</sup>. Le joint modélisé par un matériau élastique arbitraire est soumis à la pression  $P_{max}$ . Même si les contraintes en elles mêmes ne représentent pas la réalité, on peut voir trois grandes zones de concentration de contrainte. Les contraintes les plus élevées semblent également être réparties selon deux axes. ....84

Figure 5.10 Amélioration de la géométrie du joint. Afin de diminuer les zones de concentration de contrainte, la surface d'appui du joint a été légèrement augmentée. Les surfaces 1 et 2 permettent une répartition des efforts à l'arrière du joint sur une surface plus grande qu'auparavant. La suppression de l'arrête vive au niveau du contact avec la sphère permet de diminuer la concentration de contrainte. ....85

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

ASTM	American Society for Testing and Materials
CPR	Cavity Pressure Relieving
$D(t)$	Complaisance
$E$	Module d'Young
$E(t)$	Module de relaxation
$\varepsilon(t)$	Déformation
$G(t)$	Module de relaxation en cisaillement
$i$	Rayon de giration
ISO	International Organization for Standardization
$K(t)$	Module de relaxation en compressibilité
$\sigma_{\text{élas}}$	Limite élastique
$\sigma(t)$	Contrainte
$\sigma_{rup}$	Limite à rupture
PEEK	Polyetherethercétone
PTFE	Polytétrafluoroéthylène
$R$	Rapport du bras de levier
$T_f$	Température de fusion
TFM	Polytétrafluoroéthylène Modifié
$T_g$	Température de transition vitreuse
$\tau_i$	Temps caractéristiques de retardation
TMC	Thermodynamique des Milieux Continus
$\lambda_i$	Temps caractéristiques de relaxation
$\lambda$	Rapport d'élanement

$\nu$  Coefficient de Poisson



## **LISTE DES ANNEXES**

ANNEXE 1.	PROCÉDURE D'ESSAI DE LA MACHINE DE FLUAGE .....	93
ANNEXE 2.	PROGRAMME .....	99
ANNEXE 3.	PLANS DE DÉFINITION DE LA MACHINE DE FLUAGE.....	107

## INTRODUCTION

L'industrie privée est un milieu très compétitif où il faut savoir développer les moyens nécessaires pour rester concurrentiel que ce soit au niveau de l'innovation, de la qualité des produits, des délais ou encore du coût. La connaissance et l'application des nouvelles technologies disponibles est une étape primordiale pour pouvoir faire une amélioration continue des produits. Les industries investissent donc de plus en plus de temps et d'argent dans la recherche et le développement de produits.

Ce projet est le fruit d'un partenariat entre l'École Polytechnique de Montréal et l'entreprise VELAN-Inc. L'entreprise VELAN fondée en 1950 est devenue l'un des principaux fabricants mondiaux de robinetterie industrielle. En plus d'être présente dans de nombreux secteurs de l'industrie (ex. hydraulique, chimie, pétrochimie, pétrole, gaz), elle a su s'imposer comme référence dans de nombreux marchés de pointe grâce à la qualité de ses produits et à leur robustesse. Les vannes VELAN sont maintenant une référence dans l'industrie nucléaire où elles équipent 360 des 440 centrales nucléaires mondiales. VELAN a également largement participé à l'équipement des installations de l'armée américaine depuis plus de 50 ans. C'est donc en proposant des produits synonymes de qualité et de longévité que VELAN a su rester compétitive vis-à-vis de ses concurrents. Dans un souci d'amélioration continue de ses produits, VELAN a fait appel à l'École Polytechnique pour les aider à caractériser le comportement d'un joint de géométrie particulière (le Memoryseal<sup>TM</sup>) dans une vanne dite à tournant sphérique que nous détaillerons dans le premier chapitre. Ce joint Memoryseal<sup>TM</sup> tire son nom du fait qu'il est grandement déformable et qu'il permet de s'adapter à toutes les variations dimensionnelles de la vanne au cours de son fonctionnement (ex. variations de température, différences de pression). Ce joint a été conçu en utilisant l'expertise de VELAN et en procédant à des essais comparatifs sur différentes géométries prototypes afin de ne garder que la meilleure. Cependant, compte tenu de la géométrie assez complexe et de la variation de la géométrie au cours de l'utilisation, il était très difficile d'utiliser les formules de base de la résistance des matériaux pour prédire le comportement du joint. Ces joints sont également faits de matériaux polymères qui ont généralement des comportements viscoélastiques. Ils ont une tendance à fluer de manière assez importante même à température ambiante ce qui peut diminuer l'efficacité de la vanne à long terme. Pour certaines vannes utilisées dans des installations de pointe, on ne peut pas se permettre

d'avoir la moindre fuite. On comprend pourquoi VELAN cherche à connaître le comportement de ses joints pour pouvoir garantir l'efficacité de ses vannes à ses clients. Les essais mécaniques sont à l'heure actuelle le principal moyen pour aider à concevoir un nouveau joint et prédire sa tenue dans le temps. Les essais mécaniques sont malheureusement coûteux, longs et spécifiques à chaque matériau utilisé dans la vanne. VELAN a donc opté pour la méthode des éléments finis pour mieux prédire le comportement du joint et réduire le nombre d'essais nécessaires. La méthode des éléments finis permet de résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles qui régissent la plupart des systèmes mécaniques, thermodynamiques, acoustiques, etc.. VELAN utilise déjà le logiciel éléments finis ANSYS au sein de ses bureaux d'études. Un modèle statique de vanne avait été développé sur ce logiciel mais il ne permettait aucunement de tenir compte du comportement viscoélastique des joints. Ce projet a donc pour objectif d'arriver à développer un nouveau modèle éléments finis viscoélastique linéaire capable de mieux rendre compte des phénomènes physiques qui se passent dans la vanne à tournant sphérique. Cet outil pourra être très utile pour prédire les contraintes qui sont rencontrées dans le joint au cours de son utilisation. On pourra également évaluer le fluage du joint au cours du temps. Le but étant de diminuer au maximum le fluage en optimisant la géométrie des joints ou en utilisant des renforts internes. La méthode des éléments finis est une méthode puissante et de plus en plus fiable à condition de bien construire son modèle. On ne peut utiliser les résultats donnés par une simulation que si les conditions d'utilisation ont été bien rentrées, les hypothèses simplificatrices justifiées et si les paramètres des matériaux ont été bien définis.

Dans le Chapitre 1, nous présenterons brièvement la vanne étudiée dans le cadre de ce projet ainsi que son fonctionnement. Nous verrons ensuite les propriétés des différents matériaux proposés dans la fabrication des joints (PTFE, TFM et PEEK) ainsi que leur mode de fabrication. Nous présenterons également les différents essais mécaniques dont nous disposons pour caractériser au mieux les matériaux qui composent les joints. Enfin, nous déterminerons les propriétés nécessaires à la modélisation d'un matériau viscoélastique dans le logiciel éléments finis ANSYS. Dans le chapitre 2, les protocoles expérimentaux des essais de traction et compression seront détaillés. Dans le Chapitre 3, un banc d'essai pour réaliser des tests de fluage en compression sera expliqué. Le fonctionnement, la réalisation, l'acquisition des données ainsi que l'étalonnage seront détaillés dans ce chapitre. Le Chapitre 4 portera sur l'identification de la loi de comportement des matériaux. Nous analyserons les essais de traction et compression ainsi que

les essais de fluage en compression. Les données expérimentales sont approximées par un modèle viscoélastique linéaire afin de déterminer les paramètres de la loi de comportement des trois matériaux. Dans le Chapitre 5, nous détaillerons le développement du modèle éléments finis avec les hypothèses simplificatrices que nous avons faites. Le maillage, le chargement, les conditions limites et le type de solution y seront présentés. Nous comparerons ensuite les données des essais expérimentaux faits sur les joints avec les résultats de simulation du modèle. Nous proposerons également des idées d'amélioration de la géométrie du joint. Enfin, dans un dernier chapitre, nous discuterons des améliorations qui pourraient être faites sur le banc de fluage développé. Nous parlerons également des améliorations qui doivent être apportées au modèle pour obtenir une meilleure corrélation avec la réalité.

## CHAPITRE 1 REVUE CRITIQUE DE LA LITTÉRATURE

### 1.1 Présentation de la vanne étudiée

Les joints d'étanchéité présents dans les vannes ne représentent qu'une petite portion de la vanne mais c'est leur qualité et leur robustesse qui vont garantir le bon fonctionnement de la vanne. Il existe un grand nombre de vannes différentes dont les vannes à guillotine, les vannes à clapet, les vannes papillon, les vannes quart de tour, les robinets à soupape, etc. La vanne étudiée au cours de cette maîtrise est illustrée à la Figure 1.1a. C'est une vanne de 3 po (76.2 mm) de diamètre, de type quart de tour et de référence SB-300 (SB veut dire Split Body : corps en deux parties). La documentation de VELAN spécifie une pression maximale d'utilisation de 51 bars et une température maximale de 232°C [1]. Le fonctionnement de cette vanne est relativement simple. Une sphère en acier percée de part en part est entourée de deux joints d'étanchéité. Dans la position illustrée à la Figure 1.1a, le fluide peut traverser la vanne mais lorsque le levier est actionné d'un quart de tour, le trou de la sphère se retrouve perpendiculaire au fluide et la vanne est obstruée. Les joints présents de chaque côté de la sphère sont des joints dits Memoryseal™, dont la géométrie est présentée à la Figure 1.1b. Chaque joint est inséré dans un logement comme présenté à la Figure 1.1c. On remarque que la partie arrière incurvée du joint n'est pas directement en contact avec le logement, il y a une petite cavité. Cette géométrie particulière permet aux joints Memoryseal™ une plus grande élasticité par rapport aux joints standards et donc une plus grande tolérance aux changements géométriques de la vanne au cours de son fonctionnement (ex. variations de chaleur, de pression). Lors de l'assemblage de la vanne, les deux joints sont légèrement précontraints contre la sphère. Lorsque la vanne est fermée et sous l'effet de la pression, la sphère vient s'écraser contre l'un des deux joints selon le sens de l'écoulement du fluide tandis que l'autre joint est relâché. L'étanchéité n'est assurée qu'au niveau du joint écrasé, l'autre joint laisse passer le fluide dans la cavité centrale présente entre les deux joints. On voit sur la Figure 1.1b que des encoches ont été faites autour du joint. Celles-ci permettent au fluide qui pourrait se trouver entre le logement et la partie concave du joint de s'échapper et de retourner vers la cavité centrale lorsque le joint est écrasé.

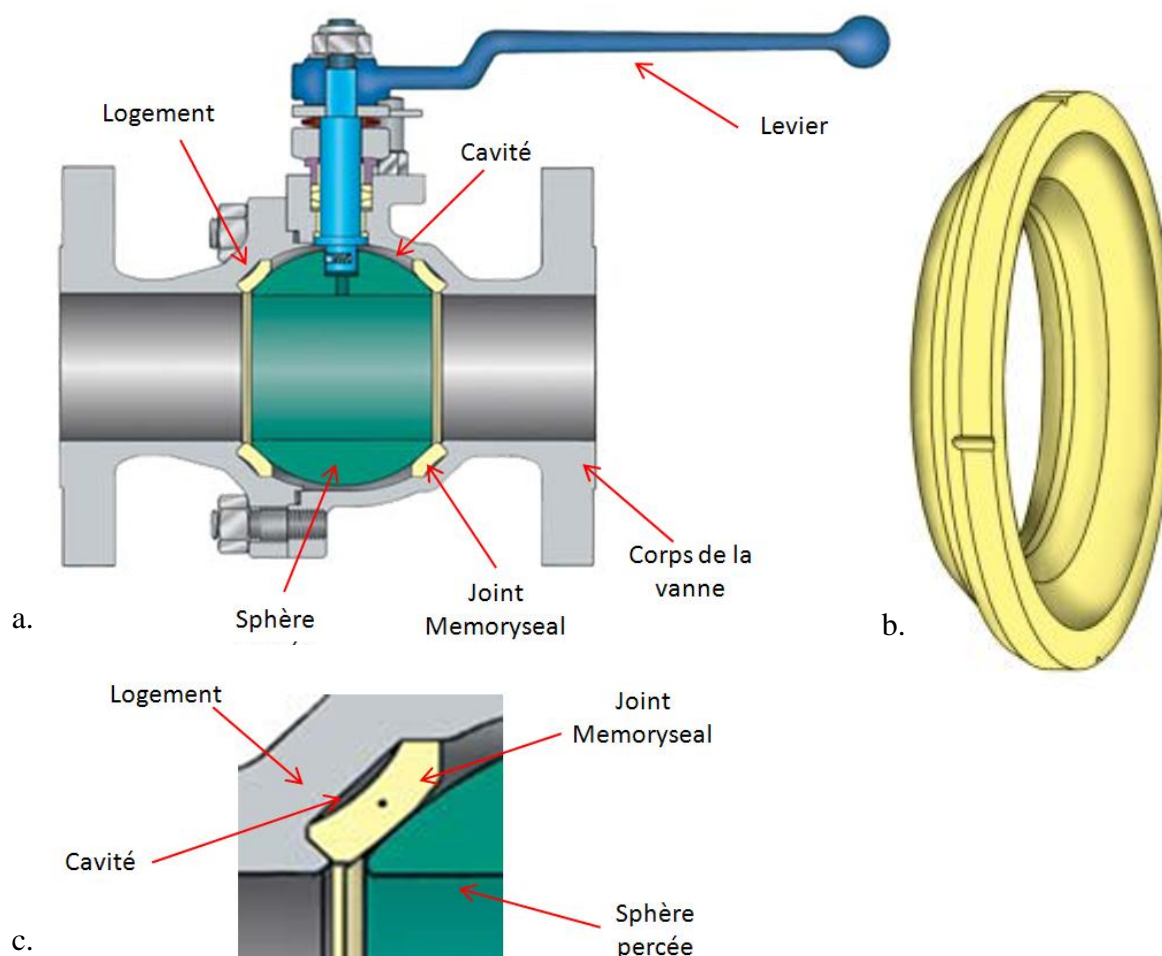


Figure 1.1 Schéma de la vanne quart de tour SB-300 étudiée ainsi que du joint assurant l'étanchéité. (a) La vanne est présentée en position ouverte. Le fluide est arrêté lorsque la sphère est tournée d'un quart de tour par l'intermédiaire du levier. (b) Représentation du joint d'étanchéité dit Memoryseal<sup>TM</sup> présent de chaque côté de la sphère. (c) Agrandissement du logement du joint où vient s'insérer le Memoryseal<sup>TM</sup>. On voit qu'il y a une cavité entre la partie arrière du joint et le logement.

Comme mentionné précédemment, les joints sont légèrement précontraints au montage et sont donc étanches. Lorsqu'une installation comportant des vannes est arrêtée, c'est-à-dire que plus aucun fluide n'est en circulation, la cavité centrale de la vanne reste remplie de fluide. Les variations thermiques d'une vanne (par exemple exposée au soleil) pourraient faire en sorte que la cavité monte en pression ce qui n'est pas souhaitable. Une nouvelle géométrie de joint a donc

été développée pour permettre au fluide présent dans la cavité de s'écouler vers l'extérieur. Ce nouveau joint appelé Cavity Pressure Relieving (CPR) présente une géométrie légèrement différente qui lui permet de n'assurer l'étanchéité que lorsqu'il est écrasé, c'est-à-dire lorsque la vanne est fermée et que le fluide est sous pression. Le joint CPR sera également étudié.

## **1.2 Étude sur les matériaux utilisés pour la fabrication des joints**

Les joints d'étanchéité présents dans les vannes à tournant sphérique sont proposés en trois matériaux différents. Ces matériaux sont le polytétrafluoroéthylène (PTFE), le polytétrafluoroéthylène modifié (TFM<sup>TM</sup> 1600) et le polyetherethercétone (PEEK). Ces trois matériaux sont des polymères thermoplastiques. Le PTFE, que l'on connaît plus communément sous le nom commercial Teflon<sup>®</sup>, a été le matériau utilisé initialement dans ce type de vanne. Depuis quelques années, le PTFE s'est fait remplacer par le TFM 1600 (qui est en réalité une nouvelle génération de PTFE) car il a de meilleures propriétés mécaniques. Le PEEK est le matériau le plus rigide des trois et est utilisé pour des applications à hautes pressions.

Le PTFE possède des propriétés très intéressantes qui lui permettent d'être un matériau largement employé dans de nombreuses applications (ex. joints, revêtements, isolation électrique, ustensiles de cuisine, roulements, médecine). Le PTFE est un matériau semi cristallin, semi opaque et blanc [2-4]. Il est solide au toucher mais est quand même relativement mou. Il possède des propriétés uniques pour un polymère cristallin. Il est pratiquement inerte à tous les solvants communs excepté les métaux alcalis et les halogènes et résiste à pratiquement tous les types d'acides et bases. Le PTFE possède un coefficient de friction extrêmement bas avec la plupart des matériaux utilisés en ingénierie. Il est pratiquement impossible à tout autre matériau d'y adhérer. Sa plage de température d'utilisation est également très grande, on trouve des applications partant de températures cryogéniques jusqu'à des températures proches de 300°C [3]. Ses autres propriétés tirées principalement de DuPont Properties Handbook [2] sont résumées dans le Tableau 1.1.

Tableau 1.1 Liste des principales propriétés du PTFE, TFM et PEEK valables à la température ambiante.

	PTFE	TFM	PEEK
$T_g$ (°C)	19 [3]		143
$T_f$ (°C)	327	327	343
$\sigma_{elas}$ (MPa)	9		100
$\sigma_{rup}$ (MPa)	31	32	
$E$ (MPa)	400 - 600	650	3500 - 4100
$\nu$	0.46		0.4 ([5], [6])
Masse spécifique	2.1 - 2.3	2.16	1.26 – 1.30
Coefficient d'expansion thermique (mm/mm.°C)	$10 \times 10^{-5}$ (entre 23 et 60°C)	$5.7 \times 10^{-5}$ (entre 30 et 100°C)	$4.7 \times 10^{-5}$ ( $T < T_g$ )
Coefficient d'absorption d'eau en 24 h (%)	< 0.01		< 0.5

La température de transition vitreuse  $T_g$  marque le passage d'un comportement élastique à viscoélastique et une diminution des propriétés mécaniques. Cette température étant très proche de la température ambiante, on remarque bien que les propriétés mécaniques du PTFE sont assez faibles. Il résiste également très mal au fluage. Le PTFE montre un comportement hautement viscoélastique, les propriétés que l'on peut trouver dans la littérature sont donc à prendre avec précaution. En effet, dans les courbes de traction et de compression, il n'y a pas réellement de partie linéaire sur laquelle on pourrait définir un module d'Young. Il en est de même avec la limite élastique, du fait de la nature viscoélastique du matériau, il est très difficile de la



déterminer [3]. Une étude récente [7] a révélé que le coefficient de Poisson est différent en compression, il est de 0.36 versus 0.46 en traction. Cette différence a été attribuée à un mécanisme de déformation différent en compression qu'en traction.

Sa forte viscosité ( $10^{11}$  P à 380°C) et sa température de fusion de 327°C rendent le moulage par injection impossible [4]. Les procédés d'obtention du PTFE sont presque exclusivement le moulage par compression ou l'extrusion ([2], [8]). Le PTFE se présente au départ sous forme de poudre ou de granulés. Les étapes communes à ces procédés d'obtention sont tout d'abord une étape de pressage à froid où la poudre est compactée. Ensuite la poudre est chauffée au dessus de sa température de fusion, généralement autour de 375°C et mise sous pression, afin que les particules constituant la poudre s'agglomèrent les unes aux autres. Le produit est ensuite refroidi en dessous de sa température de fusion de 327°C. Les différents procédés de mise en forme interviennent à ce moment-ci, à une température très proche de la température de fusion mais toujours en dessous. Vient ensuite une étape de refroidissement qui, selon comment elle est opérée, change la cristallinité du produit final. Plus le refroidissement est lent, plus la cristallinité est importante. Le procédé de fabrication au complet a une influence plus ou moins grande sur les propriétés finales du produit [8]. Les propriétés thermiques, chimiques, de non-adhérence et électriques inhérentes à la molécule de tétrafluoroéthylène sont relativement indépendantes du procédé de fabrication. Les propriétés telles que la dureté, la perméabilité et les propriétés mécaniques sont quant à elles affectées. Ces propriétés dépendent du pourcentage de vide et de la cristallinité. Le pourcentage de vide est influencé par la pression à laquelle les particules sont agglomérées, plus la pression est grande, plus le pourcentage de vide est faible ou même nul.

Le TFM 1600 est une deuxième génération de PTFE dont la formulation a été modifiée [9]. La viscosité à la température de fusion du matériau est notablement plus basse ce qui permet une meilleure fusion des particules entre elles lors du procédé de frittage et donne une surface encore plus lisse. Le TFM est également semi cristallin, de couleur blanche mais légèrement plus translucide que le PTFE. Il conserve son excellente résistance aux produits chimiques et à la température. Les propriétés mécaniques sont quant à elles améliorées, notamment en ce qui concerne le fluage. Il semblerait qu'aucune étude n'ait été encore publiée sur ce PTFE amélioré dans la littérature. Le producteur Dyneon® a publié quelques courbes comparatives de fluage entre le PTFE et le TFM à 23 et 100°C pour quatre différents niveaux de contraintes [10]. On observe effectivement un fluage de l'ordre de deux fois moins important pour le TFM. Les

procédés d'obtention du TFM sont les mêmes que ceux du PTFE. Les propriétés du TFM tirées de la feuille technique du TFM1600 de Dyneon [11] sont résumées dans le Tableau 1.1.

Le PEEK est donc un matériau qui possède également des propriétés très intéressantes, notamment ses propriétés mécaniques. On le retrouve dans un grand nombre d'applications structurales et d'isolations électriques. Le PEEK est un polymère semi cristallin. Il est opaque, de couleur beige et dur au toucher [12]. Il possède d'excellentes propriétés et est considéré comme l'un des matériaux thermoplastique les plus performants du marché. Il est très résistant chimiquement à une large gamme de composés chimiques, le seul solvant usuel qui dissout le PEEK est l'acide sulfurique. Son coefficient de friction est également très bas et il a une bonne résistance à l'usure. Sa plage d'utilisation en température est également très grande allant des températures cryogéniques jusqu'à environ 300°C.

Les propriétés mécaniques du PEEK sont quant à elles excellentes et parmi les meilleures des thermoplastiques. La température de transition vitreuse étant de 143°C, les essais de traction et de compression présentent une portion quasiment linéaire où l'on peut déterminer un module d'Young [12]. Le PEEK présente également une tenue exceptionnelle au fluage avec une déformation très faible dans le temps même sous des contraintes assez élevées. Le PEEK présente les caractéristiques typiques d'un polymère semi cristallin avec une sensibilité à la température et au taux de déformation, cependant, pour des températures inférieures à la transition vitreuse la sensibilité est très faible pour le module d'Young [5].

Le PEEK peut être mis en forme par plusieurs techniques, parmi lesquelles on retrouve le moulage par injection, l'extrusion et le moulage par compression [13]. Il se présente également sous forme de poudre ou de granulés. Comme pour le PTFE, le procédé de fabrication va influencer la cristallinité et le pourcentage de vide du produit final. Les propriétés mécaniques telles que le module d'Young et la limite élastique qui dépendent de ces deux facteurs, seront donc affectées également [14].

## 1.3 Étude de la modélisation d'un matériau viscoélastique dans le logiciel d'éléments finis ANSYS

### 1.3.1 Définition d'un matériau viscoélastique

Un matériau viscoélastique a un comportement qui se situe entre un matériau élastique et un liquide visqueux. Dans le cas d'un matériau élastique, la contrainte est reliée directement à la déformation mais indépendante du taux de déformation (en accord avec la loi de Hooke). Dans le cas d'un liquide visqueux, la contrainte est reliée directement au taux de déformation mais indépendante de la déformation elle-même (en accord avec la loi de Newton). Pour un matériau viscoélastique, la contrainte va donc dépendre à la fois de la déformation et du taux de déformation. Ceci n'est qu'une idéalisation du comportement réel des matériaux viscoélastiques car en réalité tout matériau dévie plus ou moins de la loi de Hooke ou de Newton en raison d'anomalies. Ces anomalies viennent du fait que la déformation pour un solide ou le taux de déformation pour un liquide peuvent ne pas être directement reliés à la contrainte tout en dépendant de la contrainte elle-même d'une certaine manière. Par exemple pour un solide, on retrouve souvent ce genre d'anomalies lorsque la limite élastique du matériau a été dépassée. Si ce genre d'anomalies sur la contrainte n'est pas présent, on a ce qu'on appelle un comportement viscoélastique linéaire.

Le comportement viscoélastique d'un matériau peut être mis en évidence par différents essais mécaniques. L'essai de fluage-recouvrance présenté à la Figure 1.2 consiste dans un premier temps à la mesure de la déformation  $\varepsilon(t)$  sous l'application d'une contrainte  $\sigma_0$  pendant un temps donné  $t_I$ . Une fois le temps  $t_I$  atteint, on retire la charge ( $\sigma = 0$ ). À l'instant  $t = 0$ , on observe une déformation instantanée  $\varepsilon_0$  suite à l'application de la contrainte  $\sigma_0$  qui correspond à la réponse élastique du matériau appelée élasticité instantanée. On observe ensuite l'évolution progressive de la déformation jusqu'à arriver à une déformation  $\varepsilon_I$  au temps  $t_I$  à la fin de l'essai de fluage. Au début de l'essai de recouvrance, lorsque la charge est enlevée, on observe également une diminution instantanée de la déformation pour arriver jusqu'à une valeur  $\varepsilon_2$ . La valeur  $\varepsilon_I - \varepsilon_2$  est appelée retour instantané. Dans le cas d'un matériau viscoélastique linéaire,  $\varepsilon_I - \varepsilon_2$  est égal à  $\varepsilon_0$ . La déformation diminue ensuite progressivement pour arriver jusqu'à une déformation nulle au

bout d'un certain temps ( $t > t_1$ ). L'essai de fluage nous permet de mesurer la complaisance  $D(t)$  définie par :

$$D(t) = \frac{\varepsilon(t)}{\sigma_0} \quad (1.1)$$

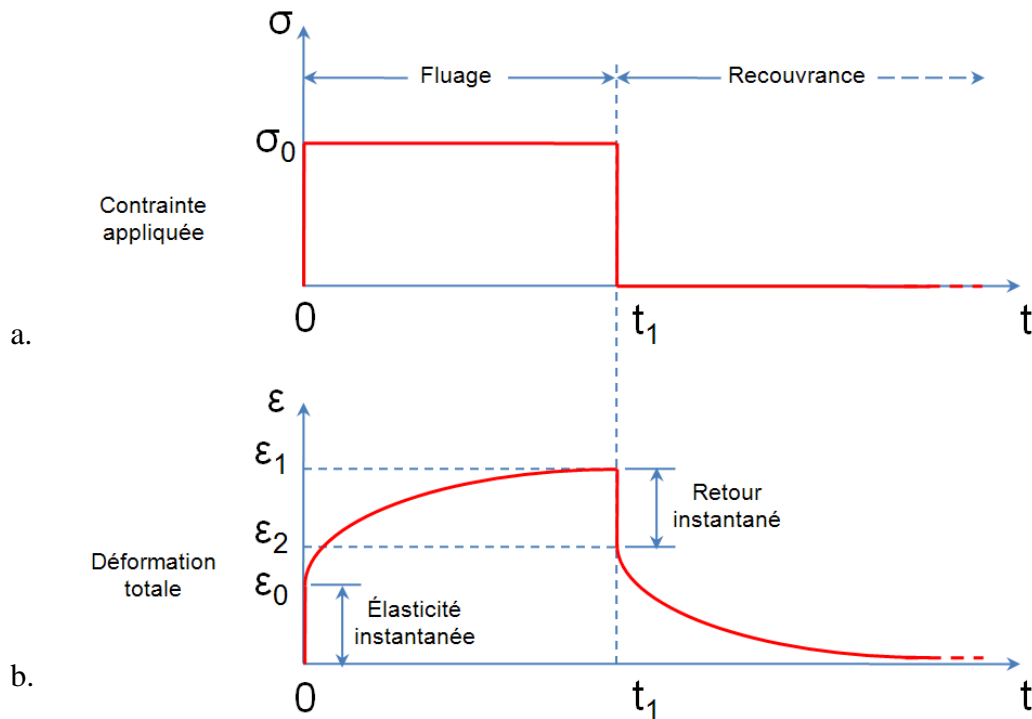


Figure 1.2 Schéma du comportement d'un matériau viscoélastique linéaire lors d'un essai de fluage-recouvrance. (a) Le matériau est soumis à une contrainte  $\sigma_0$  à l'instant  $t = 0$ . Cette contrainte est ensuite relâchée à l'instant  $t = t_1$ . (b) Réponse en déformation d'un matériau viscoélastique linéaire soumis au chargement précédent. On voit apparaître la réponse instantanée et la réponse différée.

L'essai de relaxation présenté à la Figure 1.3 consiste en la mesure de la contrainte  $\sigma(t)$  suite à l'application d'une déformation donnée instantanée  $\varepsilon_0$  que l'on maintient ensuite pendant un temps  $t_1$ . À l'instant  $t = 0$ , on mesure une contrainte  $\sigma_0$  qui correspond également à la réponse élastique du matériau. Ensuite la contrainte diminue jusqu'à arriver à une certaine valeur au bout

d'un temps important dans le cas d'un matériau viscoélastique linéaire. L'essai de relaxation permet de mesurer le module de relaxation  $E(t)$  défini par :

$$E(t) = \frac{\sigma(t)}{\varepsilon_0} \quad (1.2)$$

avec :

$$E(t) = \frac{1}{D(t)} \quad (1.3)$$

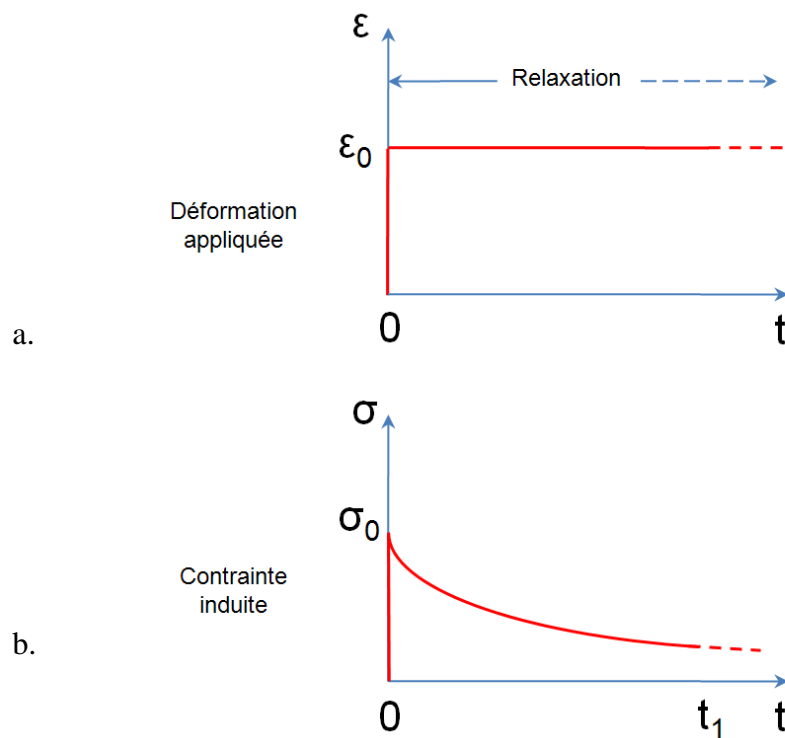


Figure 1.3 Schéma du comportement d'un matériau viscoélastique linéaire lors d'un essai de relaxation. (a) Le matériau est soumis à une déformation  $\varepsilon_0$  à l'instant  $t = 0$ . Cette contrainte est ensuite maintenue. (b) Réponse en contrainte d'un matériau viscoélastique linéaire soumis au chargement précédant. La contrainte diminue tout au long de l'essai et tend vers une valeur finale.

Du fait de leur nature visqueuse, les matériaux viscoélastiques ont des réponses différentes selon le taux de déformation appliqué (Figure 1.4a). Plus le taux de déformation est grand ( $\dot{\varepsilon}_1 > \dot{\varepsilon}_2$ ), plus la contrainte induite est importante ( $\sigma_1 > \sigma_2$ ).

La réponse des matériaux viscoélastiques dépend également de la température (Figure 1.4b). Prenons le cas de deux essais de fluage soumis à une même contrainte  $\sigma_0$  mais effectués à deux températures différentes  $T_1$  et  $T_2$ . Plus la température est élevée ( $T_1 > T_2$ ), plus la déformation est importante ( $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$ ). Il existe certaines relations temps-températures permettant de prévoir la réponse d'un matériau à une température  $T_2$  connaissant la réponse à une température  $T_1$  mais cette partie ne sera pas présentée dans ce mémoire car tous les essais seront faits à la même température ( $T_{amb} \approx 23^\circ\text{C}$ ).

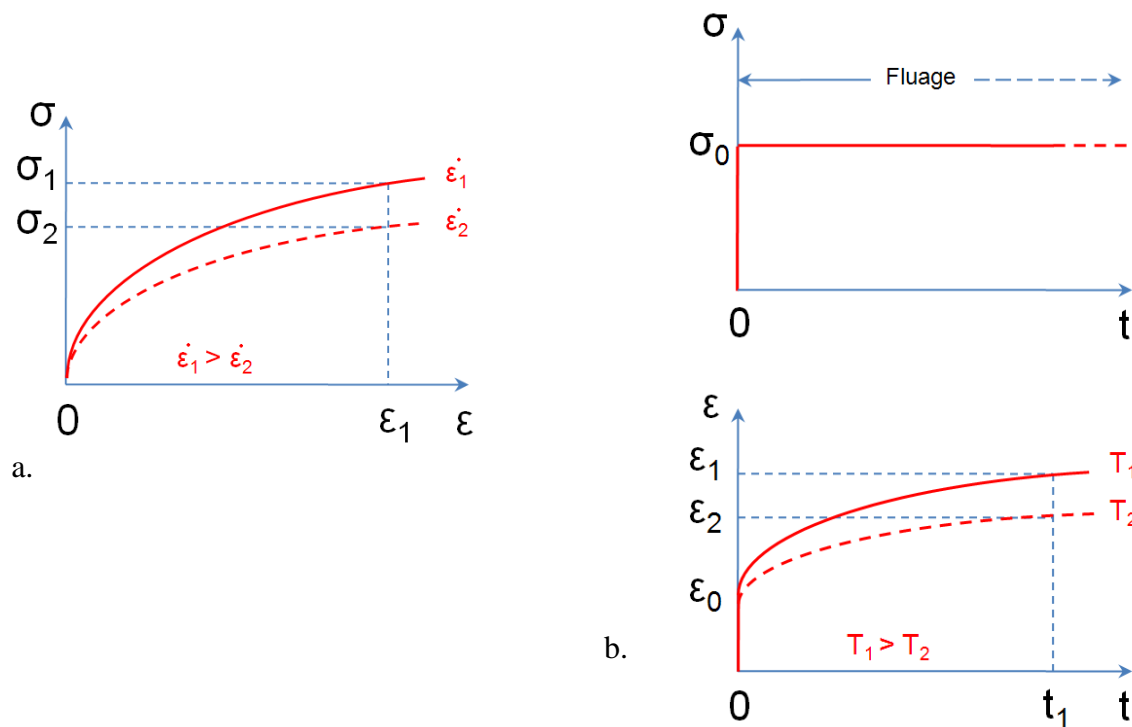


Figure 1.4 Schéma du comportement d'un matériau viscoélastique à (a) différents taux de déformation et à (b) différentes températures. (a) Plus le taux de déformation est grand ( $\dot{\varepsilon}_1 > \dot{\varepsilon}_2$ ), plus la contrainte induite est importante ( $\sigma_1 > \sigma_2$ ) quelque soit  $\varepsilon_1$ . (b) Plus la température est élevée ( $T_1 > T_2$ ), plus la déformation est importante ( $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$ ) quelque soit  $t_1$ .

### 1.3.2 Loi de comportement d'un matériau viscoélastique

La loi de comportement d'un matériau viscoélastique linéaire peut être obtenue à partir de la Thermodynamique des Milieux Continus (TMC). Les lois de comportement sont définies de manière à justement ne pas violer les principes de la TMC. On peut exprimer la complaisance et le module de relaxation sous les formes suivantes appelées spectres discrets:

$$D(t) = D_0 + \sum_{i=1}^{n_1} D_i \left[ 1 - \exp\left(\frac{-t}{\tau_i}\right) \right] \quad (1.4)$$

$$E(t) = E_\infty + \sum_{i=1}^{n_2} E_i \left[ \exp\left(\frac{-t}{\lambda_i}\right) \right] \quad (1.5)$$

Les termes  $D_0$  et  $E_\infty$  correspondent à la réponse élastique du matériau. Les  $n_1$  paires  $(D_i, \tau_i)$  et les  $n_2$  paires  $(E_i, \lambda_i)$  correspondent respectivement aux réponses différées du matériau lors d'un essai de fluage et de relaxation. Les grandeurs  $\tau_i$  et  $\lambda_i$  correspondent aux temps caractéristiques de retardation (en fluage) et de relaxation, elles sont donc positives. Les termes  $D_0$ ,  $E_\infty$ ,  $D_i$  et  $E_i$  sont également tous positifs ou nuls afin de ne pas violer les principes de la thermodynamique. Il existe des écritures plus rigoureuses que les équations présentées en (1.4) et (1.5) qui sont appelées respectivement spectre continu de retardation et spectre continu de relaxation faisant intervenir des intégrales à la place des sommes. Cette écriture ne sera pas présentée ici puisqu'elle n'est pas utilisée pour ce mémoire.

La réponse d'un matériau à un instant  $t$  dépend de toute son histoire de chargement. Dépendamment que l'on connaisse l'histoire en déformation ou en contrainte, pour un matériau viscoélastique linéaire, les réponses s'écrivent :

$$\sigma(t) = \int_{-\infty}^t E(t-u) \frac{d\varepsilon}{du} du \quad (1.6)$$

$$\varepsilon(t) = \int_{-\infty}^t D(t-u) \frac{d\sigma}{du} du \quad (1.7)$$

Ces réponses viennent du principe de superposition de Boltzmann. Prenons le cas où l'on connaisse l'histoire de contrainte, ce principe stipule que deux contraintes  $\sigma_1$  et  $\sigma_2$  appliquées à des temps  $u_1$  et  $u_2$  agissent indépendamment l'une de l'autre et que leurs réponses s'ajoutent linéairement. On aurait donc :

$$\begin{aligned}
\varepsilon(t) &= \int_{-\infty}^t D(t-u) \frac{d\sigma_1 + \sigma_2}{du} du \\
&= \int_{-\infty}^t D(t-u) \frac{d\sigma_1}{du} du + \int_{-\infty}^t D(t-u) \frac{d\sigma_2}{du} du
\end{aligned} \tag{1.8}$$

Appliquons maintenant ces relations à l'essai de fluage-recouvrance présenté plus tôt. Si on applique d'un coup une contrainte  $\sigma_0$  au temps  $t = 0$ , pour  $t \in ]0, t_I]$ , la contrainte s'exprime :

$$\sigma(t) = \sigma_0 H(t) \tag{1.9}$$

$H(t)$  étant la fonction de Heaviside (fonction échelon). On retombe sur la relation donnée en (1.1) lorsqu'on résout l'équation (1.7) avec la contrainte définie en (1.9). Si on écrit  $D(t)$  de la manière définie en (1.4), la réponse s'écrit également :

$$\varepsilon(t) = \sigma_0 \left[ D_0 + \sum_{i=1}^{n_i} D_i \left[ 1 - \exp\left(\frac{-t}{\tau_i}\right) \right] \right] \tag{1.10}$$

Au bout du temps  $t_I$ , la contrainte est relâchée, on a donc pour  $t \in ]t_I, +\infty]$  :

$$\sigma(t) = \sigma_0 [H(t) - H(t - t_I)] \tag{1.11}$$

De même, si on injecte cette contrainte dans l'équation (1.7), on obtient la réponse suivante :

$$\begin{aligned}
\varepsilon(t) &= \sigma_0 [D(t) - D(t - t_I)] \\
&= \sigma_0 \left[ \sum_{i=1}^{n_i} D_i \left[ \exp\left(\frac{-(t - t_I)}{\tau_i}\right) - \exp\left(\frac{-t}{\tau_i}\right) \right] \right]
\end{aligned} \tag{1.12}$$

On a vu que le module de relaxation était différent de l'inverse de la complaisance en (1.3). Il est tout de même possible de passer de l'un à l'autre en appliquant le principe de superposition de Boltzmann. Nous ne ferons pas la démonstration ici car elle a peu d'intérêt pour ce mémoire. Nous nous contenterons de donner la relation entre les deux qui est :

$$pL(E(t)) = \frac{1}{pL(D(t))} \tag{1.13}$$

Avec  $L(E(t))$  et  $L(D(t))$  les transformées de Laplace du module relaxation et de la complaisance. Cette équation est très utile car elle permet de faire le lien entre un essai de fluage et un essai de relaxation.



### 1.3.3 Modélisation d'un matériau viscoélastique dans le logiciel éléments finis ANSYS

Dans le cadre de cette maîtrise, le logiciel éléments finis employé sera ANSYS 11.0. Ce logiciel a été choisi car il est déjà employé au sein de l'entreprise VELAN et le modèle qui sera développé par la suite devra pouvoir être utilisé par les ingénieurs de l'entreprise. Pour définir un matériau viscoélastique dans ANSYS, il faut définir à la fois le module de cisaillement  $G(t)$  et le module de compressibilité  $K(t)$  dont les équations sont données de la manière suivante [15] :

$$\begin{aligned} G(t) &= G_{\infty} + \sum_{i=1}^{n_G} G_i \left[ \exp\left(\frac{-t}{\tau_i^G}\right) \right] \\ &= G_0 \left[ \alpha_{\infty}^G + \sum_{i=1}^{n_G} \alpha_i^G \left[ \exp\left(\frac{-t}{\tau_i^G}\right) \right] \right] \end{aligned} \quad (1.14)$$

$$\begin{aligned} K(t) &= K_{\infty} + \sum_{i=1}^{n_K} K_i \left[ \exp\left(\frac{-t}{\tau_i^K}\right) \right] \\ &= K_0 \left[ \alpha_{\infty}^K + \sum_{i=1}^{n_K} \alpha_i^K \left[ \exp\left(\frac{-t}{\tau_i^K}\right) \right] \right] \end{aligned} \quad (1.15)$$

avec :

$$\alpha_i^G = \frac{G_i}{G_0} \text{ et } \alpha_i^K = \frac{K_i}{K_0} \quad (1.16)$$

où :

$$G_0 = G_{\infty} + \sum_{i=1}^{n_G} G_i \text{ et } K_0 = K_{\infty} + \sum_{i=1}^{n_K} K_i \quad (1.17)$$

Les termes  $\alpha_i^G$  et  $\alpha_i^K$  sont appelés modules relatifs, et ils doivent être positifs pour ne pas violer les lois de la thermodynamique. Les termes  $G_0$  et  $K_0$  sont respectivement les valeurs du module de cisaillement et du module de compressibilité au temps  $t = 0$ . Les termes  $\tau_i^G$  et  $\tau_i^K$  sont les temps caractéristiques. Il faut donc définir  $n_G$  paires de  $(\alpha_i^G, \tau_i^G)$  et  $n_K$  paires de  $(\alpha_i^K, \tau_i^K)$ , les nombres  $n_G$  et  $n_K$  n'ont pas besoin d'être les mêmes. Il en est de même avec les temps caractéristiques  $\tau_i^G$  et  $\tau_i^K$ .

Le fait de définir  $G(t)$  et  $K(t)$  permet en réalité de définir l'évolution du coefficient de Poisson dans le temps. Or, il est souvent admis que le coefficient de Poisson est relativement stable dans le temps ( $\nu(t) \approx \nu(0)$ ). Dans notre cas, les termes  $(\alpha_i^G, \tau_i^G)$  et  $(\alpha_i^K, \tau_i^K)$  seront déterminés à partir d'un seul essai, l'essai de fluage.

Dans un matériau homogène isotrope, les relations qui lient  $G$ ,  $K$  et  $E$  sont les suivantes :

$$G(t) = \frac{E(t)}{2(1 + \nu)} \quad (1.18)$$

$$K(t) = \frac{E(t)}{3(1 - 2\nu)} \quad (1.19)$$

Le terme  $\nu$  étant le coefficient de Poisson du matériau. Nous avons vu la relation qui permettait de passer de la complaisance  $D(t)$  au module de relaxation  $E(t)$  en (1.13). En assumant un comportement homogène isotrope des matériaux testés, on sera donc capable, connaissant soit  $E(t)$  ou  $D(t)$ , de déterminer les termes  $(\alpha_i^G, \tau_i^G)$  et  $(\alpha_i^K, \tau_i^K)$  en passant par les équations (1.18) et (1.19). Il faut de même connaître la valeur de  $\nu$ . Cette valeur peut être déterminée à partir des essais de traction et de compression en faisant le rapport de la déformation transversale sur la déformation axiale.

## 1.4 Étude des essais de caractérisation en traction et compression sur les matériaux plastiques

Les essais de caractérisation sont le moyen par lequel on étudie et on arrive à comprendre les phénomènes physiques qui régissent le comportement d'un matériau. Ces essais sont donc très importants et doivent être conduits de manière rigoureuse pour obtenir des données expérimentales qui reflètent au mieux le comportement du matériau. Nous savons que les conditions expérimentales (ex. température, humidité) ainsi que la qualité du montage peuvent influencer grandement les résultats. Tous les essais expérimentaux tels qu'ils soient sont régis par des normes (ex. ASTM, ISO) dépendant des pays. Ces normes donnent des directives sur le protocole expérimental afin d'avoir des données expérimentales fiables et comparables.

Les différents essais de caractérisation dépendent grandement de la nature des matériaux que l'on a à tester. Nos essais seront effectués sur des matériaux polymères à température et à atmosphère

ambiante. Nous nous appuierons sur les normes ASTM (American Society for Testing and Materials) car ce sont celles utilisées par les industriels en Amérique du nord.

Les joints, principalement soumis à des contraintes de compression car écrasés dans leur cavité, sont également susceptibles de rencontrer des contraintes de traction dans certaines régions dues à la géométrie particulière du joint. Nous avons donc cherché à effectuer des essais en traction et en compression afin d'obtenir des données dans ces deux modes de sollicitation et de les comparer.

Nous avons vu que la modélisation d'un matériau viscoélastique dans le logiciel éléments finis ANSYS 11.0 nécessitait la connaissance de soit  $G(t)$ ,  $K(t)$ ,  $E(t)$  ou  $D(t)$  mais aussi du coefficient de Poisson  $\nu$ . La valeur du coefficient de Poisson est donc un paramètre à déterminer à l'aide des essais mécaniques.

Les essais de traction et compression sur les polymères sont régis par les normes :

1. ASTM D638-03 : Standard Test Methods for Tensile Properties of Plastics [16]
2. ASTM D695-02a : Standard Test Methods for Compressive Properties of Rigid Plastics [17]
3. ASTM D621-64 : Standard Test Methods for Deformation of Plastics Under Load [18]

Ces normes nous renseignent sur les conditions d'expérimentation, le protocole d'essai, l'appareillage et les dimensions des éprouvettes. Tous ces points seront discutés plus en détail dans le Chapitre 2. Cependant il faut savoir qu'en traction, une vitesse de déformation de 5 mm/min est conseillée pour déterminer le coefficient de Poisson. On pourra facilement calculer le taux de déformation correspondant connaissant les dimensions des éprouvettes. On utilisera ce même taux de déformation en compression. Avec les courbes contrainte-déformation obtenues, on sera en mesure de déterminer le coefficient de Poisson  $\nu$  ainsi que le module d'Young. Il serait plus juste de parler de module tangent  $E_t$  (pente initiale de la courbe contrainte-déformation) car nous avons affaire à des matériaux viscoélastiques, et une portion linéaire dans les courbes contrainte-déformation pourrait ne pas être présente.

Pour la détermination des paramètres viscoélastiques des différents matériaux, nous avons choisi d'effectuer des essais de fluage en compression et donc de déterminer le module de complaisance  $D(t)$ . Ces essais nous paraissent les plus représentatifs de la sollicitation du joint dans les

conditions réelles. Mentionnons qu'on aurait pu obtenir  $E(t)$  avec un essai de relaxation,  $G(t)$  avec un essai de fluage en cisaillement ou  $K(t)$  avec un essai de fluage en compression confinée. En réalité, il est possible de déterminer n'importe lequel de ces paramètres connaissant l'histoire de chargement et la réponse.

Les essais fluage sur les matériaux plastiques sont régis par la norme :

ASTM D2990-01 : Standard Test Methods for Tensile, Compressive, and Flexural Creep and Creep-Rupture of Plastics [19]

Cette norme nous donne également toutes les précautions à prendre pour réaliser des essais de fluage. Cette norme nous sera très utile pour le développement d'un banc d'essai de fluage en compression présenté au Chapitre 3. Nous verrons également au Chapitre 4 que nous pourrons analyser les courbes de contrainte-déformation des essais de compression pour obtenir les paramètres viscoélastiques. On sera en mesure de comparer ces paramètres avec ceux obtenus avec les essais de fluage.

## 1.5 Bilan de la revue bibliographique

L'étude de la littérature a montré que le procédé de fabrication et les conditions de refroidissement du matériau lors de son obtention avait des influences sur la composition du matériau final (ex. pourcentage de vide, cristallinité). Ces paramètres influent directement sur les propriétés mécaniques du matériau. Ne connaissant pas exactement les conditions d'obtention des différents matériaux, il nous est impossible de prévoir le comportement de ceux-ci. De plus, les études mécaniques sur le PTFE et le TFM sont en nombre assez limité, nous n'avons donc pas suffisamment de données de comparaison. Nous sommes donc obligés de déterminer les paramètres de la loi de comportement des trois matériaux par des essais mécaniques. Dans le cadre de cette maîtrise, nous allons développer un modèle éléments finis approximant un comportement viscoélastique linéaire de la part des matériaux. Nous avons choisi d'effectuer des essais de fluage en compression et de déterminer la complaisance  $D(t)$  afin de remonter jusqu'aux paramètres viscoélastiques. L'implémentation des paramètres matériaux dans le logiciel éléments finis nécessitera également la détermination du coefficient de Poisson  $\nu$  que nous obtiendrons par des essais de compression. La comparaison des résultats des simulations du modèle avec les données des essais effectués par VELAN directement sur des joints dans des vannes nous

permettra de savoir si le modèle développé et l'hypothèse de prendre un modèle viscoélastique linéaire donnent de bons résultats.

## **CHAPITRE 2    ESSAIS DE TRACTION ET COMPRESSION**

L'objectif de ces essais est d'étudier les différences de comportement que peuvent avoir les matériaux constituant les joints en traction et en compression sachant que ces deux modes de déformation peuvent être présents. Nous allons également étudier l'influence du taux de déformation à travers différentes vitesses de sollicitation des éprouvettes. Le module d'Young et le coefficient de Poisson vont être les propriétés mesurées et comparées. Ces données seront comparées à celles que l'on peut trouver dans la littérature. Ces essais vont également nous permettre de trouver les paramètres viscoélastiques des différents matériaux et de les comparer avec ceux obtenus par les essais de fluage.

### **2.1 Méthode de mesure**

#### **2.1.1 Mesure de la déformation**

Les méthodes de mesure de la déformation dépendent de la précision souhaitée, du type d'essai, des conditions d'essai, du nombre d'éprouvettes et du budget disponible. Dans notre cas, nous avons testé des matériaux polymères uniquement en traction et compression à température ambiante. Nous avons mesuré les déformations axiales et transversales simultanément.

Les matériaux polymères se déforment significativement dans leur domaine élastique en comparaison avec les matériaux métalliques, nous allons conduire des essais qui pourront aller jusqu'à au moins 10% de déformation. De plus, nous avons présenté les propriétés non adhésives du PTFE et du TFM. Ceci nous a amené à rejeter l'utilisation des jauges de déformation qui ont besoin d'un collage parfait avec la surface des éprouvettes et qui ne peuvent se déformer qu'à une valeur maximale d'environ 2 %.

Nous avons donc opté pour l'utilisation de deux extensomètres, un axial et un transversal. Il existe deux types d'extensomètres : les mécaniques et les optiques. Les extensomètres optiques sont ce qui se fait de mieux sur le marché car ils n'interviennent aucunement sur l'essai. En effet, il y a aucun contact avec l'éprouvette, la déformation est mesurée à l'aide du déplacement de marqueurs visuels placés sur l'éprouvette que des capteurs optiques mesurent. Cependant ces extensomètres sont très chers et il aurait fallu en acheter deux. Les extensomètres mécaniques restent cependant un excellent moyen de mesure de la déformation. Ces appareils viennent se

fixer directement sur les éprouvettes et mesurent le déplacement dans la section de l'éprouvette souhaité. Ils ont l'avantage d'être réutilisables pour chaque essai et sont adaptables pour différentes formes (prismatiques, cylindriques) et tailles d'éprouvettes. Nous avons donc fait l'acquisition de deux extensomètres de la marque Epsilon que l'on peut voir à la Figure 2.1. Le premier est un extensomètre axial (model 3542-025M-025-ST) avec une longueur de jauge de 25 mm pouvant se déformer de  $\pm 25\%$  et le deuxième est un extensomètre transversal (model 3575-300M-ST) capable de se déformer de  $\pm 3$  mm. Chaque extensomètre est en réalité un pont de jauges complet de  $350\ \Omega$  dont on connaît la constante d'étalonnage. Ils peuvent être montés l'un en face de l'autre sur une même section et donc mesurer les déformations sur une même zone. La résolution de ces extensomètres d'environ 5 micromètres.



a.



b.

Figure 2.1 (a) Photo de l'extensomètre axial d'une longueur de jauge de 25 mm accroché sur une éprouvette prismatique. (b) Photo de l'extensomètre transversal accroché sur une éprouvette prismatique, il peut être fixé sur une éprouvette d'une largeur ou d'un diamètre de 25 mm au maximum.

### 2.1.2 Machine de traction/compression

La machine utilisée pour les essais est une machine MTS 312 de traction/compression conventionnelle hydraulique ayant une course d'environ 200 mm et dont le bâti peut supporter 250 kN. Sous la traverse de la machine est accrochée une cellule de charge (ou capteur de force) de 25 kN. Celle-ci mesure l'effort en traction ou en compression dans le sens axial de la machine (axe du vérin). La machine est reliée à un contrôleur (MTS 458.20) par l'intermédiaire duquel on peut contrôler la machine et rentrer les programmes d'essais. La sensibilité maximale est obtenue

dans la plage de fonctionnement programmée la plus basse de la cellule (de 0 à 5 kN). On a une erreur de moins de 1 % pour une charge de plus de 50 N. Les éprouvettes à tester sont placées entre le vérin et la cellule de charge. Le vérin et la cellule possèdent un alésage fileté dans lequel est monté le dispositif requis selon le type d'essai. Dans notre cas, on utilisera des mâchoires avec des mors plats pour les essais de traction (Figure 2.3a) et des plateaux pour les essais de compression (Figure 2.5a).

### **2.1.3 Acquisition des données**

La force mesurée par la cellule de charge ainsi que le déplacement du vérin ont été enregistrés avec une carte d'acquisition NI PCI-6221 de 16 bits de résolution montée dans l'ordinateur. Les déformations axiales et transverses données par les extensomètres ont été enregistrées par le module NI 9237 qui permet de brancher jusqu'à 4 extensomètres (4 ponts de jauges complets) et de lire les signaux avec une résolution de 24 bits. Ce module est monté sur un châssis NI cDAQ-9172 permettant d'accueillir jusqu'à 8 modules. Le châssis NI cDAQ-9172 est ensuite simplement branché avec un câble USB à l'ordinateur.

Un programme d'acquisition a ensuite été développé sous le logiciel LABview 8.5 permettant d'acquérir les données provenant de la carte NI PCI-6221 (force et déplacement) ainsi que les données provenant du NI cDAQ-9172 (déformation axiale et transversale). Au début de l'essai, l'application fait les zéros sur les deux extensomètres et initialise le temps de l'essai. Au final, on a 5 valeurs acquises, la force, le déplacement du vérin, les deux déformations et le temps. Ces valeurs sont stockées dans un fichier de notre choix que l'on définit avant de démarrer l'essai.

## **2.2 Essais de traction**

La norme utilisée pour réaliser nos essais de traction est :

ASTM D638-03 : Standard Test Methods for Tensile Properties of Plastics [16]

Cette norme nous renseigne sur les conditions d'essai, l'appareillage et les dimensions des éprouvettes. Les essais de traction vont nous permettre d'obtenir des courbes d'essais de la charge en fonction de la déformation. A partir de ces courbes, nous pourrions déterminer le module d'Young et le coefficient de Poisson même si, nous le verrons au Chapitre 4, ce n'est pas si facile du fait de la nature viscoélastique des matériaux. Nous étudierons aussi l'influence du



taux de déformation sur ces paramètres en utilisant deux autres vitesses de traction (0.05 et 250 mm/min). Ces courbes d'essais de traction, comme celles de compression, vont également nous permettre de déterminer les paramètres viscoélastiques en utilisant les équations développées au Chapitre 1. Nous pourrions ainsi comparer ces paramètres viscoélastiques avec ceux obtenus par les essais de fluage.

### 2.2.1 Dimensions des éprouvettes de traction

La norme ASTM D638-03 spécifie les dimensions à adopter selon le type de matériau plastique (ex. rigide, semi-rigide, renforcé) et l'épaisseur disponible. Nous avons usiné nos éprouvettes dans le sens longitudinal de barres. Nous avons choisi les éprouvettes prismatiques de type III de la norme (forme Dog Bone) dont les dimensions sont données à la Figure 2.2. Ces éprouvettes nous permettent d'avoir une épaisseur comprise entre 7 et 14 mm. Nous avons choisi une épaisseur de 11.6 mm pour le PTFE et le TFM, et une épaisseur de 10 mm pour le PEEK. Ces épaisseurs nous donnent des surfaces transverses assez importantes afin d'atteindre des charges suffisamment grandes (au dessus du kN). Les éprouvettes ont toutes été fabriquées à Taiwan chez le fournisseur de VELAN qui est BUENO TECHNOLOGY CO., LTD. Les éprouvettes ont toutes été identifiées et mesurées dans la section de test avant chaque essai avec un pied à coulisse électronique (Figure 2.3b).

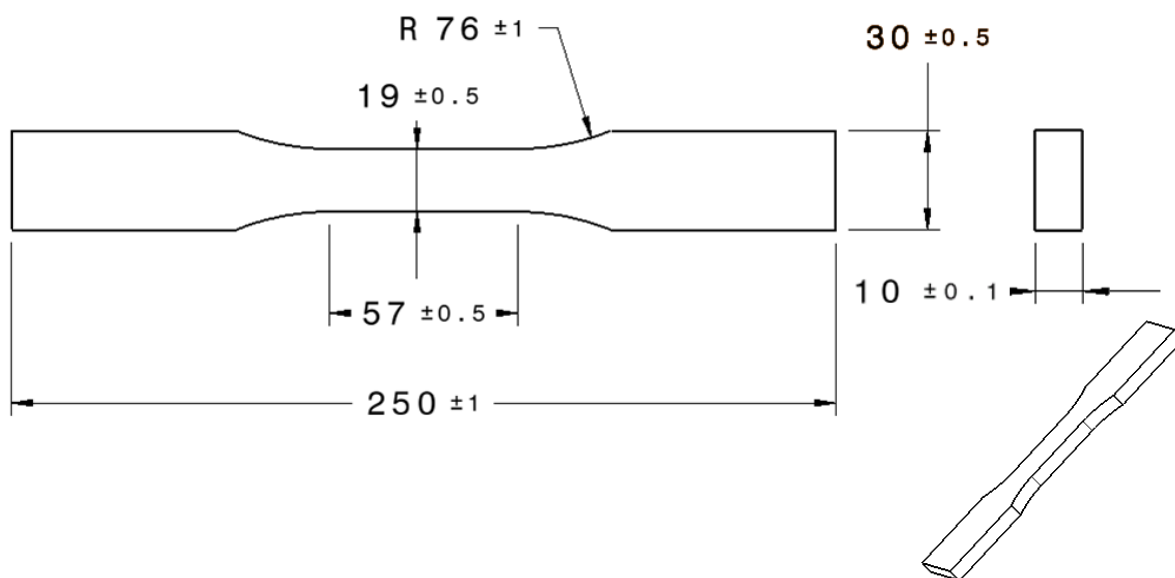


Figure 2.2 Dimensions des éprouvettes choisies pour les essais de traction. Il s'agit des éprouvettes de type III de la norme ASTM D638-03. Les extensomètres devront être placés dans la zone d'essai de 57 mm où la contrainte est uniforme.

Pour d'obtenir des essais les plus répétables possibles, il faut que le protocole d'essai soit rigoureusement le même. Nous avons donc tracé des repères visuels sur les éprouvettes afin de les placer correctement dans les mors lors des essais (Figure 2.3c).

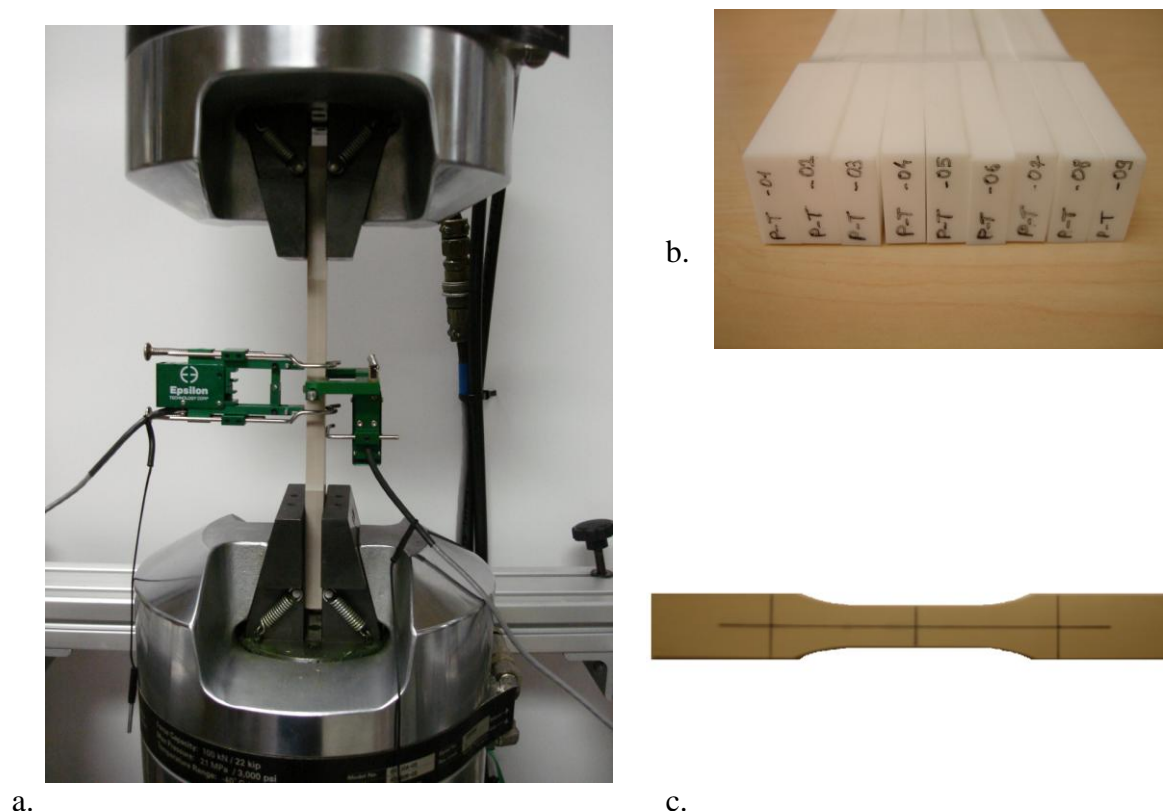


Figure 2.3 (a) Photo du montage de l'éprouvette de traction dans les mors. On voit ici le montage des deux extensomètres de part et d'autre de l'éprouvette. (b) Photo des éprouvettes de traction usinées et identifiées. (c) Photo d'une éprouvette de traction avec les repères visuels pour bien la positionner dans les mors.

Pour placer les éprouvettes de traction dans les mors, on attache une extrémité l'une après l'autre. Les mâchoires hydrauliques serrent les mors et l'éprouvette est ainsi solidement tenue. Il faut prendre soin de bien aligner l'éprouvette avec l'axe de traction afin que la contrainte reste uniforme dans la zone de test. Le fait de serrer l'éprouvette dans les mâchoires induit un léger effort axial en compression qu'il faut annuler en utilisant le contrôleur de la machine. On fait ensuite le zéro sur le déplacement maintenant que la force sur l'échantillon est nulle. On peut par la suite placer les deux extensomètres sur l'éprouvette l'un en face de l'autre (Figure 2.3a). Le

repère central dessiné sur l'éprouvette permet de les placer bien au milieu de la zone d'essai. Une fois l'éprouvette serrée et les extensomètres positionnés, on retire les deux goupilles de sécurité des extensomètres et on est prêt à lancer l'essai.

Le programme chargé dans le contrôleur est une rampe de déplacement du piston à vitesse constante (0.05, 5 ou 250 mm/min). L'essai est arrêté lorsque la déformation mesurée par l'extensomètre axial dépasse la valeur de 5%. À cette déformation, nous avons suffisamment de données pour évaluer les propriétés des matériaux.

## 2.3 Essais de compression

Les normes utilisées pour les essais en compression sont :

1. ASTM D695-02a : Standard Test Methods for Compressive Properties of Rigid Plastics [17]
2. ASTM D621-64 : Standard Test Methods for Deformation of Plastics Under Load [18]

Afin de pouvoir comparer les propriétés des matériaux en traction et en compression, nous voulions que le taux de déformation des éprouvettes soit approximativement le même en compression qu'en traction. Les essais de traction à 0.05, 5 et 250 mm/min ont donné les taux de déformation indiqués dans la colonne centrale du Tableau 2.1. La longueur conseillée  $L$  pour les éprouvettes dans la norme ASTM D695-02a est 50 mm et c'est celle que nous avons choisie. Les éprouvettes sont également de section constante. Nous avons donc choisi la bonne vitesse de déplacement du piston  $V_{comp}$  en fonction de la dimension de l'éprouvette avec l'équation (2.1). Ces vitesses sont indiquées dans la colonne de droite du Tableau 2.1.

$$V_{comp} = \dot{\epsilon} \times 60 \times L \quad (2.1)$$

De même que pour les essais de traction, nous avons mesuré et identifié toutes les éprouvettes avant chaque essai de compression (Figure 2.5b). Pour installer les éprouvettes de compression dans le montage, nous avons veillé à ce que chaque éprouvette soit bien placée au centre de l'embout inférieur. Ensuite, on monte le piston de la machine de manière à ce que l'embout du haut soit en contact avec l'éprouvette. On s'aide du contrôleur de la machine pour vérifier que l'effort sur l'échantillon est quasiment nul. À ce moment là, on peut faire le zéro sur le déplacement et placer les extensomètres. On programme ensuite la vitesse de déplacement

souhaitée dans le contrôleur et on démarre l'essai. Comme pour les essais de traction, les essais ont été arrêtés une fois que la déformation axiale a dépassé les 5 %.

Tableau 2.1 Vitesses de déplacement à appliquer en compression de manière à avoir le même taux de déformation en traction et compression. On pourra ainsi comparer les propriétés mécaniques des matériaux.

Vitesse de traction (mm/min)	Taux de déformation mesuré (s <sup>-1</sup> )	Vitesse de compression (mm/min)
0.05	$6.2 \times 10^{-6}$	0.0186
5	$6.2 \times 10^{-4}$	1.86
250	$3.1 \times 10^{-2}$	93

De même que pour les essais de traction, nous avons mesuré et identifié toutes les éprouvettes avant chaque essai de compression (Figure 2.5b). Pour installer les éprouvettes de compression dans le montage, nous avons veillé à ce que chaque éprouvette soit bien placée au centre de l'embout inférieur. Ensuite, on monte le piston de la machine de manière à ce que l'embout du haut soit en contact avec l'éprouvette. On s'aide du contrôleur de la machine pour vérifier que l'effort sur l'échantillon est quasiment nul. À ce moment là, on peut faire le zéro sur le déplacement et placer les extensomètres. On programme ensuite la vitesse de déplacement souhaitée dans le contrôleur et on démarre l'essai. Comme pour les essais de traction, les essais ont été arrêtés une fois que la déformation axiale a dépassé les 5 %.

### 2.3.1 Dimensions des éprouvettes de compression

La norme ASTM D695-02a préconise d'utiliser des éprouvettes en forme de cylindre ou de prisme droit avec un rapport d'élancement compris entre 11 et 16. Puisque les éprouvettes vont être usinées à partir de barres rondes, nous avons donc choisi de fabriquer des éprouvettes cylindriques. Le rapport d'élancement  $\lambda$  donné à l'équation (2.2) est défini comme étant le rapport de la longueur de l'éprouvette  $L$  sur le rayon de giration  $i$ .

$$\lambda = \frac{L}{i} \quad (2.2)$$

Le rayon de giration  $i$  est lui-même défini comme étant la racine carré du rapport du moment d'inertie  $I$  sur l'aire  $A$ .

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.3)$$

Pour une éprouvette cylindrique pleine de diamètre  $D$  :

$$\begin{aligned} I &= \frac{\pi D^4}{64} \\ A &= \frac{\pi D^2}{4} \end{aligned} \quad (2.4)$$

D'où :

$$D = 4 \frac{L}{\lambda} \quad (2.5)$$

Comme dit précédemment, la longueur conseillée par la norme ASTM D695-02a est de 50 mm. Si on garde cette longueur et que l'on utilise l'équation (2.5), un rapport d'élancement entre 11 et 16 nous donne un diamètre d'éprouvette compris entre 12.5 et 18.2 mm. Nous avons choisi un diamètre d'éprouvette de 14 mm afin que les efforts ne soient pas trop importants en compression et ne dépassent pas la capacité de la cellule de charge.

Pour ces essais de compression, nous voulions réutiliser le même dispositif de mesure des déformations qu'en traction, c'est-à-dire les deux extensomètres placés de part et d'autre de l'éprouvette. Dans les essais en compression, les éprouvettes sont habituellement placées entre deux plateaux de compression parfaitement plats et parallèles. Cependant, ces plateaux standards ont des diamètres assez importants ce qui ne permettait pas aux extensomètres de passer. De plus, il y aurait pu y avoir un risque d'écraser les extensomètres entre les plateaux. Nous avons donc fabriqué des embouts de compression en acier sur mesure pour ces essais. Il s'agit de deux pièces cylindriques identiques usinées sur un tour dont une vient se fixer sur le vérin et l'autre sous la cellule de charge. Les dessins de définition de ces embouts sont illustrés à la Figure 2.4 (les dimensions sont en pouces). Chaque embout a un diamètre assez large pour accueillir les

éprouvettes mais permet un dégagement suffisant pour pouvoir placer les extensomètres (Figure 2.5a).

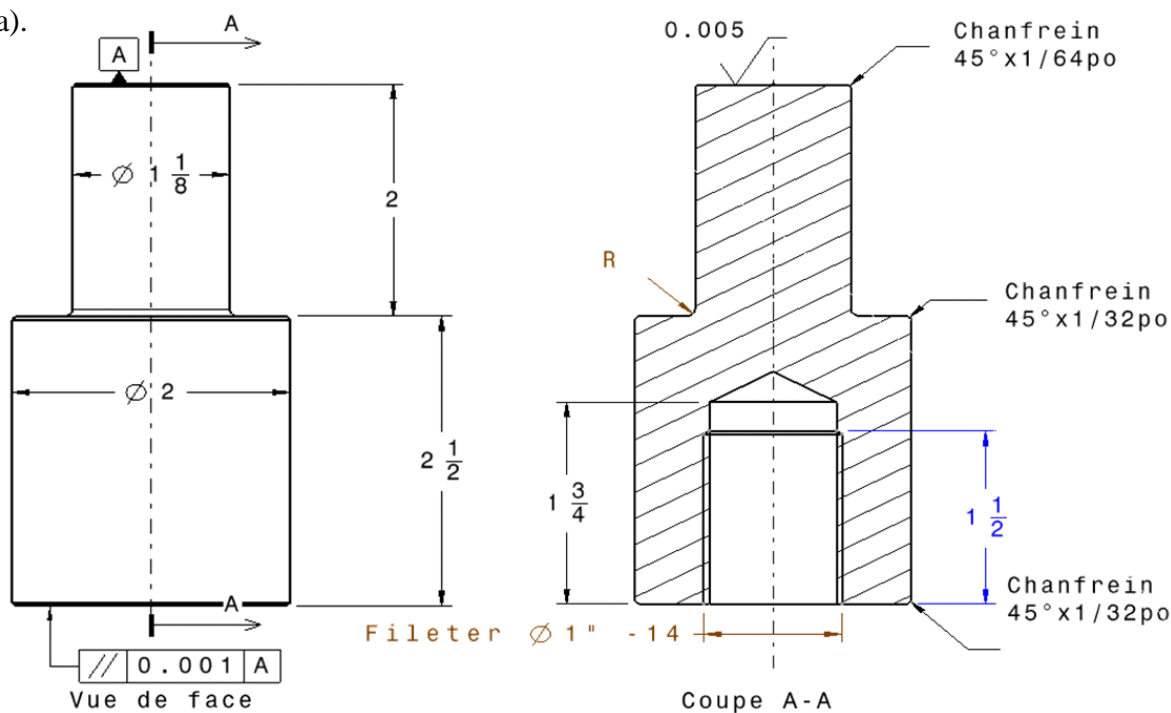
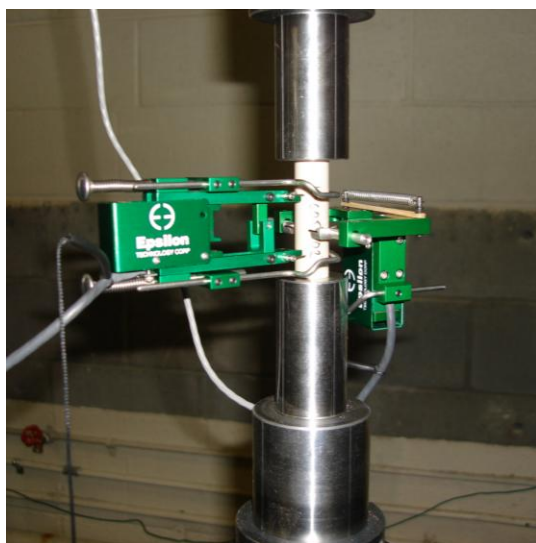


Figure 2.4 Plan de définition des embouts de compression. Un alésage fileté permet de visser les embouts directement sur la machine de traction. La face du bas permet de bien mettre en appui plan les embouts contre les bagues de la machine. L'extrémité de chaque embout a été rectifiée.



a.



b.

Figure 2.5 (a) Photo du montage de l'éprouvette de compression entre les embouts. On voit ici les deux extensomètres de part et d'autre de l'éprouvette. (b) Photo des éprouvettes de compression usinées et identifiées.

Lorsque la charge est appliquée, les éprouvettes se déforment et la contrainte est supposée uniforme sur toute la hauteur. Il faut tout de même faire attention à l'interface plateau de compression/éprouvette. En effet, lorsque l'éprouvette est comprimée, sa longueur diminue mais son diamètre augmente sous l'effet du coefficient de Poisson. S'il y a trop de frottement entre l'éprouvette et le plateau comme illustré à la Figure 2.6b, l'augmentation de diamètre ne se fera pas librement et alors on ne pourra pas faire l'hypothèse que les déformations sont uniformes tout du moins en ce qui concerne les deux extrémités de chaque éprouvette. Pour justement palier ce phénomène, les plateaux ont été usinés dans de l'acier et ensuite rectifiés afin d'obtenir le meilleur fini de surface possible. Un lubrifiant aurait pu être utilisé pour diminuer les frottements mais nous avons peur que l'éprouvette glisse et soit éjectée lors de la compression ce qui aurait pu être dangereux. De plus, les matériaux testés sont connus pour leurs propriétés non adhésives ce qui nous laisse supposer que les frottements seront négligeables et donc que les déformations seront uniformes.

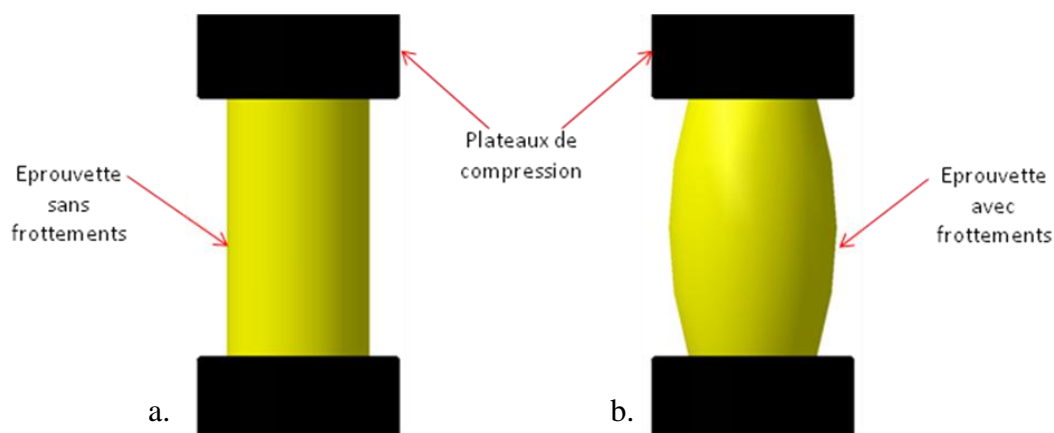


Figure 2.6 Illustration de l'effet de friction entre les extrémités des éprouvettes et les plateaux de compression. (a) Sans frottements, l'éprouvette se dilate librement et les déformations sont uniformes. (b) Avec frottements, les extrémités ne se dilatent pas librement et on voit apparaître une forme de tonneau, les déformations ne sont pas uniformes.

## 2.4 Bilan sur les essais de traction et compression

Les essais vont nous permettre d'observer les différences de comportement en traction et compression ainsi que l'influence du taux de déformation. Nous aurons ainsi une idée de la sensibilité de chaque matériau à ces différents paramètres. En plus du coefficient de Poisson et du module d'Young, ces essais vont nous fournir des données à partir desquelles nous pourrons

déterminer les paramètres viscoélastiques des matériaux. Nous pourrons les comparer avec les résultats des essais de fluage. Nous avons également fabriqué des plateaux de compression originaux nous permettant de mesurer directement la déformation des éprouvettes. Nous sommes maintenant capables d'utiliser de simples extensomètres pour mesurer les déformations axiales et transversales. Les résultats des essais seront analysés et présentés au Chapitre 4.



## **CHAPITRE 3 DÉVELOPPEMENT D'UN BANC D'ESSAI POUR DES TESTS DE FLUAGE EN COMPRESSION**

### **3.1 Justification de la réalisation d'un banc d'essai**

Les essais de fluage permettent d'étudier la déformation dans le temps en fonction du niveau de contrainte. Certains matériaux possèdent des données en fluage sur des mois voire des années. Il est inconcevable d'obtenir des données sur des temps aussi longs dans le cadre de cette maîtrise; cependant nous devons tout de même choisir un temps d'essai raisonnable et suffisamment long. L'entreprise VELAN a effectué des essais d'une durée d'une semaine consistant en l'application de cycles de pression sur des joints placés dans des vannes. Ces joints sont supposément fabriqués des mêmes matériaux que ceux que nous avons testés. Nous allons donc considérer cette durée comme suffisamment grande pour obtenir nos paramètres viscoélastiques. Afin de balayer au mieux les propriétés viscoélastiques dans la plage d'utilisation de la vanne, nous avons choisi de faire des essais sur quatre niveaux de contrainte par matériau répartis entre 0 et ce que nous avons appelé limite élastique en compression. Nous avons supposé les limites élastiques en compression égales à celles en traction qui ont été données au Chapitre 1 dans le Tableau 1.1.

Nous avons donc à effectuer des essais d'une semaine pour quatre niveaux de contrainte avec un nombre de trois répétitions préconisé par la norme ASTM D2990-01 et ceci pour trois matériaux différents. Dans le cas où on ne teste qu'une seule éprouvette à la fois, cela représente une durée d'essai de neuf mois. Nous avons d'abord pensé à l'utilisation d'une machine de traction/compression conventionnelle pour effectuer ces essais mais la monopolisation d'une machine pendant une telle durée n'était pas envisageable compte tenu des autres essais que le laboratoire avait à effectuer. Nous aurions également pu faire appel à une compagnie extérieure pour effectuer les essais mais compte tenu du grand nombre d'éprouvettes à tester pour les trois matériaux, le coût devenait vite très important. Enfin, une autre possibilité était l'achat d'un banc d'essai de fluage du commerce mais cette option a été rejetée car le coût est assez élevé et ces bancs d'essai ne permettent de tester qu'une seule éprouvette à la fois, à moins d'acheter plusieurs bancs ce qui était encore moins envisageable.

La meilleure option était donc la réalisation d'un banc d'essai de fluage en compression permettant de respecter les normes ASTM relatives à de tels essais tout en garantissant un coût

raisonnable. La norme préconise de réaliser trois essais par niveau de contrainte, nous avons donc conçu une machine capable de comprimer trois éprouvettes en même temps et aussi de mesurer les déformations de chacune d'elles indépendamment. Avec cette machine, le temps nécessaire pour effectuer tous les essais de fluage passe donc de neuf mois à trois mois.

## 3.2 Cahier des charges du banc d'essai

Le cahier des charges a été élaboré de manière à respecter le plus possible les normes ASTM en vigueur sur les essais de fluage en compression sur les matériaux plastiques. Voici les points retenus pour ce cahier des charges :

1. Être capable d'exercer un effort connu et contrôlable sur les éprouvettes.
2. Garantir le parallélisme entre les plateaux de compression.
3. Effectuer 3 essais en même temps sous un même niveau de contrainte (pour pouvoir obtenir une courbe moyenne).
4. Être capable de mesurer avec précision et d'enregistrer la déformation des éprouvettes dans le temps.
5. Garantir une adaptabilité du banc d'essai à différentes géométries et tailles d'éprouvettes.
6. Être capable de récupérer les données en cas de panne électrique.
7. Effectuer un chargement initial en moins de 5 secondes.

Les normes ASTM sur lesquelles s'est appuyé ce cahier des charges sont :

1. ASTM D2990-01 : Standard Test Methods for Tensile, Compressive, and Flexural Creep and Creep-Rupture of Plastics [19]
2. ASTM D695-02a : Standard Test Methods for Compressive Properties of Rigid Plastics [17]
3. ASTM D621-64 : Standard Test Methods for Deformation of Plastics Under Load [18]

### 3.3 Description du banc d'essai et argumentation des choix technologiques employés

#### 3.3.1 Principe de fonctionnement du banc d'essai

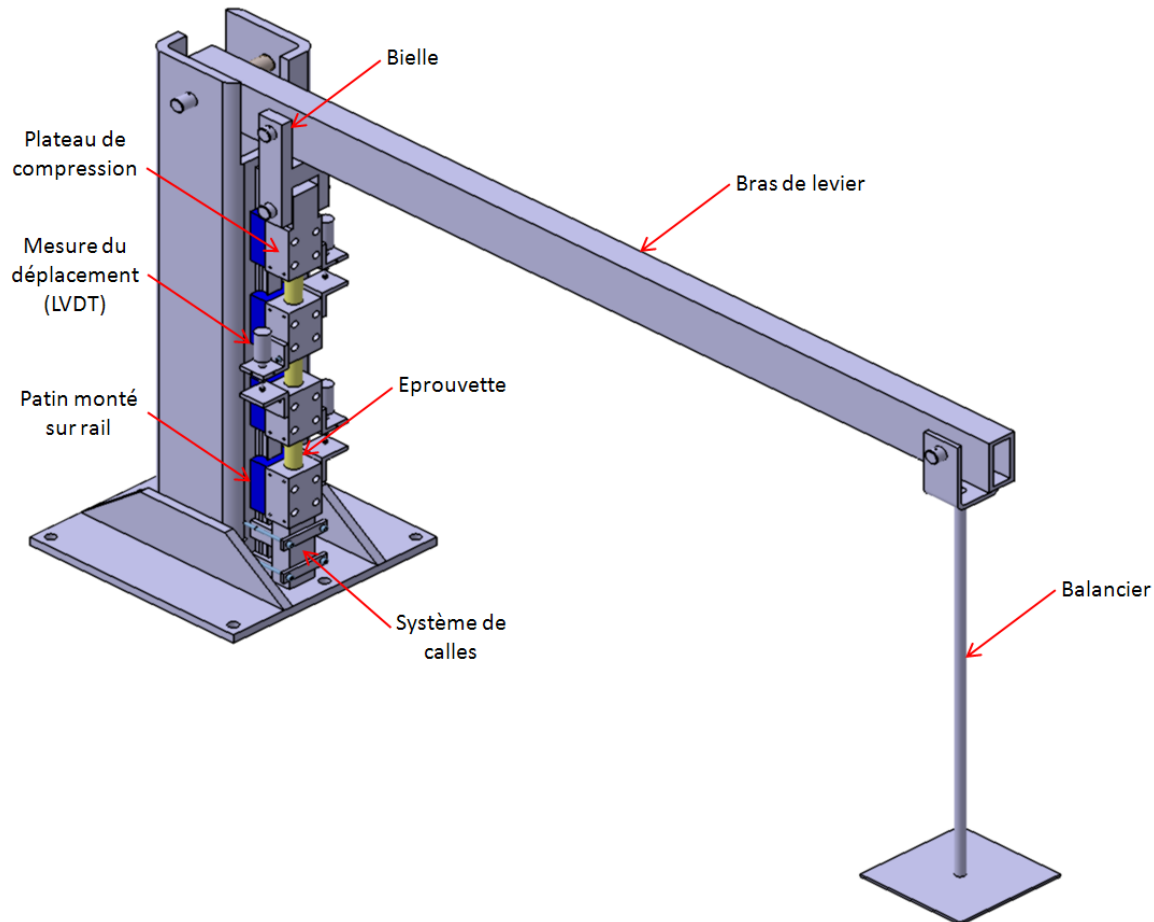


Figure 3.1 Dessin 3D de la machine de fluage réalisée sous le logiciel de conception CATIA. Lorsqu'on place des poids sur le plateau du balancier, le bras de levier applique un effort sur le premier plateau de compression. Chaque plateau est monté sur un patin à billes qui coulisse sur un rail vertical accroché au poteau. L'effort appliqué sur le premier échantillon est donc retransmis aux deux échantillons inférieurs. La déformation de chaque éprouvette est mesurée indépendamment par un LVDT.

Le banc d'essai présenté à la Figure 3.1 que nous appellerons par la suite « machine de fluage », a un fonctionnement assez simple. Un système de chargement utilisant des poids morts applique un effort vertical en compression sur un empilement de trois éprouvettes séparées par des plateaux mobiles. La force initiale choisie reste constante pendant toute la durée de l'essai. L'effort exercé

sur la première éprouvette se transmet à l'échantillon suivant car il s'agit juste d'un empilement. Théoriquement, l'effort est donc le même sur chaque éprouvette au poids près des plateaux et des éprouvettes qui se trouvent au dessus (l'éprouvette du bas est donc légèrement plus chargée). Un système de mesure indépendant pour chaque éprouvette mesure la déformation au cours du temps et les données sont envoyées à un ordinateur qui enregistre toutes les données. La conception de cette machine a été complètement réalisée sous le logiciel de conception 3D CATIA V.5 R.17 en utilisant les modules Part Design et Drafting.

### 3.3.2 Système de chargement des éprouvettes

Le système de chargement a été dimensionné de manière à pouvoir atteindre la limite élastique du PEEK (matériau le plus rigide des trois). La contrainte à atteindre est d'environ 100 MPa ce qui, compte tenu de la dimension des éprouvettes, correspond à un effort d'environ 15000 N.

Nous avons pensé à plusieurs systèmes de chargement avant de choisir le bras de levier. Le chargement direct a été écarté car pour atteindre la contrainte maximale il aurait fallu placer une masse de plus de 1500 kg. De plus, la norme ASTM D2990-01 indique que le chargement doit s'effectuer en moins de 5 s ce qui aurait été difficile avec une telle masse. Une autre solution aurait pu être l'utilisation d'un vérin hydraulique mais ces systèmes coûtent cher et demandent un contrôle de la pression. La solution qui nous a paru la plus efficace a donc été l'utilisation d'un bras de levier pour appliquer l'effort. Ce système permet de démultiplier l'effort par le rapport du bras de levier. Un rapport de 10 nous a paru une bonne valeur car, en effet, cela permettait de ramener la masse maximale à manipuler à seulement 150 kg. Cependant, il doit être noté que l'effort ne reste pas constant tout au long de l'essai. Comme le montre la Figure 3.2, le bras de levier part avec un angle initial et est articulé autour d'un axe, au fur et à mesure que les éprouvettes se déforment, l'angle du bras de levier varie ce qui change légèrement la répartition des efforts. Il a été donc nécessaire d'évaluer l'influence du changement d'angle sur l'effort exercé sur les éprouvettes.

En se basant sur la littérature, nous prévoyons une déformation maximale de 10% au bout d'une semaine pour le PTFE [2]. Comme nous avons 3 éprouvettes de 50 mm, cela donne un déplacement maximal de :

$$3 \times 0.1 \times 50 = 15 \text{ mm}$$

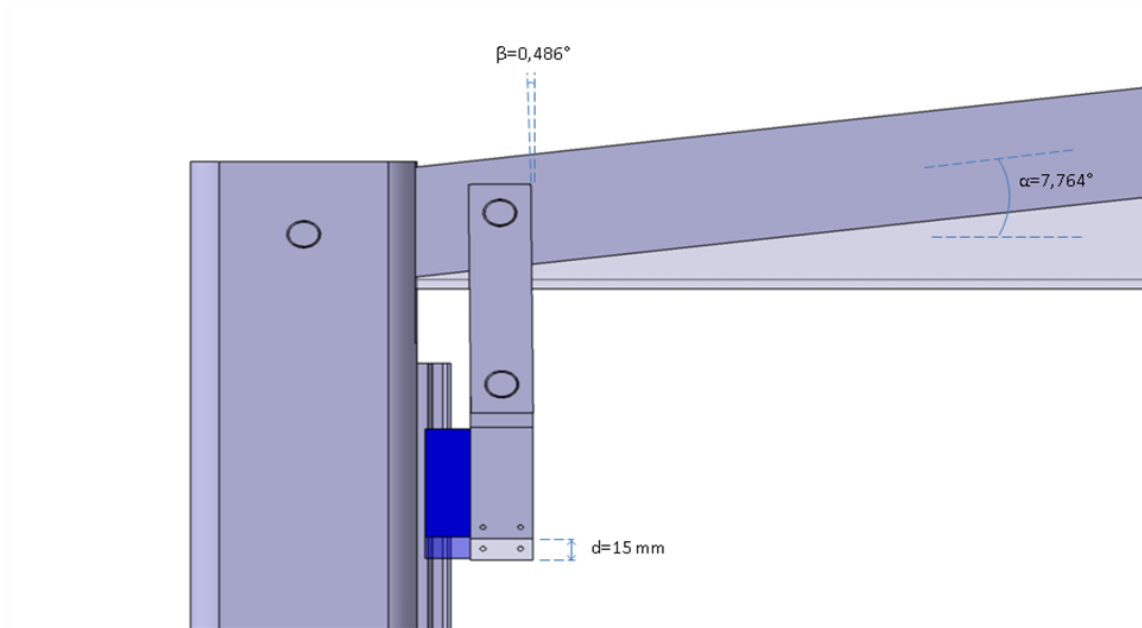


Figure 3.2 Schéma de la variation d'angle du bras de levier et de la bielle en fonction de l'écrasement des échantillons. Un déplacement de 15 mm du premier plateau de compression entraîne une variation d'angle d'environ  $8^\circ$  à partir de l'horizontale. La bielle ne varie que d'un angle d'environ  $0.5^\circ$ .

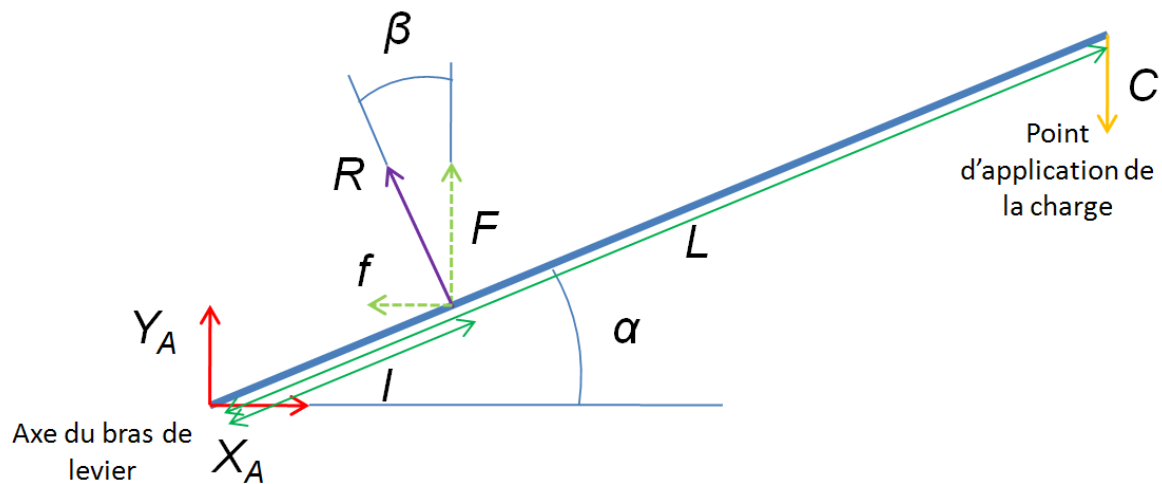


Figure 3.3 Schéma des efforts qui interviennent sur le bras de levier au cours d'un essai de fluage. La charge  $C$  due à la masse posée sur le plateau du balancier entraîne des efforts de réaction au point d'accrochage de la bielle et au niveau du point de rotation du bras. Lorsque le bras n'est pas à l'horizontale, ces efforts ont des composantes à la fois sur  $X$  et sur  $Y$ .

La Figure 3.2 montre qu'un déplacement de 15 mm du premier plateau correspond à un angle de variation du bras de levier  $\alpha$  d'environ  $8^\circ$  à partir de l'horizontale. L'angle de l'axe de la bielle  $\beta$

change également lors de l'écrasement des échantillons. À l'aide de la Figure 3.3, nous avons analysé la variation de l'effort en supposant le cas où le bras de levier part avec un angle initial  $\alpha$  pour arriver à une position horizontale à la fin de l'essai.

En appliquant le principe fondamental de l'équilibre statique sur la Figure 3.3, on a :

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Rightarrow X_A - f = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Rightarrow Y_A + F - C = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$\Rightarrow F \times l \cos \alpha + f \times l \sin \alpha - C \times L \cos \alpha = 0$$

$$\Rightarrow F = C \times \frac{L}{l} \frac{\cos \alpha}{(\cos \alpha + \tan \beta \sin \alpha)}$$

Lorsque le bras de levier est à l'horizontale :

$$\alpha = 0$$

$$\beta = 0$$

$$\Rightarrow F = C \times \frac{L}{l}$$

$$\Rightarrow f = 0$$

Dans le cas où la variation d'angle se fait au dessus de la position  $0^\circ$  :

$$\alpha = 7.764$$

$$\beta = 0.486$$

$$\Rightarrow F = C \times \frac{L}{l} 0.99884$$

$$\Rightarrow f = F \times 0.00848$$

La variation de l'effort vertical est donc de :

$$(1 - 0.99884) \times 100 = 0.116\%$$

Et l'effort transversal est :

$$f = 15000 \times 0.00848 = 127.2 \text{ N}$$

On voit donc que même dans le cas le plus désavantageux, la charge est censée varier de moins que 0.12 % au cours de l'essai de fluage. Cette valeur est en accord avec la norme ASTM D2990-01 qui spécifie que la charge ne doit pas varier de plus de  $\pm 1\%$ .

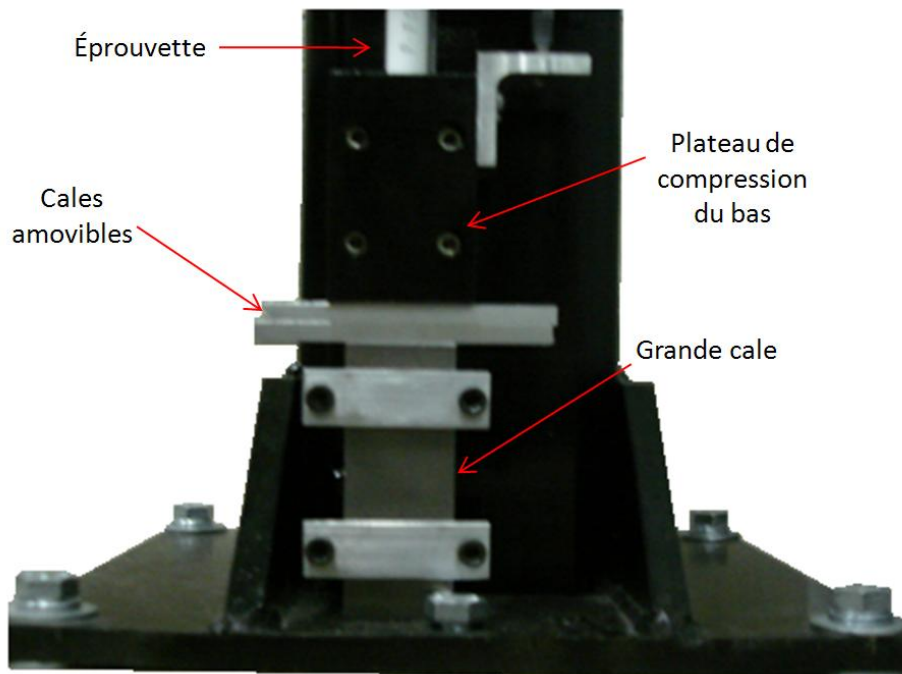


Figure 3.4 Photo du dispositif de cales empilables permettant le réglage de l'angle initial du bras de levier. Ce système est situé à la base de la machine.. Le fait d'enlever ou de rajouter des cales fait bouger la position du plateau de compression du haut et donc la position angulaire du bras de levier.

Afin de pouvoir être capable de régler l'angle initial du bras de levier, la machine de fluage possède un système de réglage fonctionnant à l'aide de cales. Ce système est situé en bas de l'empilement des plateaux de compression, il se compose d'une grande cale et de plusieurs petites cales visibles à la Figure 3.4. Nous avons vu que les 3 éprouvettes sont placées entre les

plateaux de compression. Les plateaux de compression étant tous montés sur des patins coulissants, le fait de remonter celui du bas fait remonter ceux du haut. Ainsi, comme le bras de levier est accroché au plateau du haut par l'intermédiaire de la bielle, on est capable de régler l'angle initial du bras de levier avant l'essai. Ce système de réglage permet donc de s'adapter à différentes longueurs d'éprouvettes. La longueur de la grande cale a été décidée de manière à pouvoir être remplacée par un capteur de force si on veut mesurer l'effort en fonction du temps (ce qui n'est pas le cas pour l'instant).

### 3.3.3 Guidage des plateaux

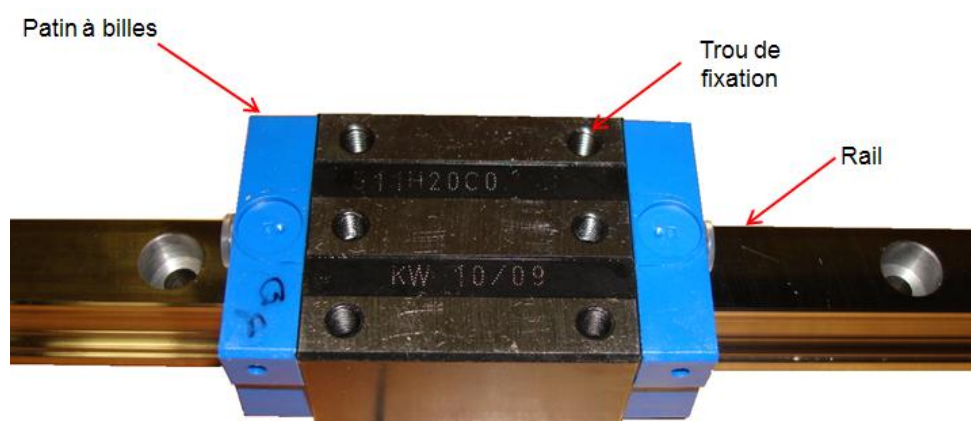


Figure 3.5 Patin monté sur le rail. Chaque patin est muni de 4 chemins de billes (2 de chaque côté du patin) qui permettent un excellent guidage linéaire. Les trous filetés sur la face avant du patin permettent la fixation des plateaux de compression.

Le guidage des plateaux fut un élément clé de cette machine de fluage. En effet, la norme ASTM D621-64 indique qu'il faut garantir un bon parallélisme des plateaux les uns par rapport aux autres afin de s'assurer que l'on a bien un chargement uniaxial. Nous avons besoin d'un système de guidage de type glissière, c'est-à-dire capable de résister à des efforts transversaux et des moments tout en ne transmettant que l'effort axial. La première solution envisagée était de réaliser un guidage glissière à l'aide de deux barres parallèles et deux liaisons pivot glissant (paliers ou douilles à billes). Cependant, une solution originale a été employée en remplacement. Il s'agit de l'utilisation d'un rail linéaire avec des patins à billes que l'on peut voir à la Figure 3.5. Les dimensions du rail ainsi que des patins ont été surdimensionnées afin de prévoir les accidents



(ex. échantillon qui glisse, surcharge, application de la charge d'un coup). Nous avons choisi chez le fabricant Danaher Motion un rail de 20 mm de large et d'une longueur de 600 mm de long (réf 521H20A600), les quatre patins (réf 511H20C0) ont été choisis sans précharge additionnelle afin de ne pas ajouter de frottements supplémentaires.

On a vu que le bras de levier allait entraîner un effort transversal d'environ 130 N sur le premier plateau. Le fait que l'effort ne soit pas appliqué au centre du patin mais de manière désaxée entraîne également un moment. On approxime le bras de levier à une longueur d'environ 69 mm, ce qui donne un moment de 9 N.m. Les éprouvettes sont censées être placées au milieu des plateaux à l'aide de repères visuels mais on pourrait considérer le moment induit par un désalignement des éprouvettes (erreur de placement ou un glissement lors de l'essai) comme illustré à la Figure 3.6. Si on considère que le point d'application de la charge est concentré au centre du diamètre de l'éprouvette et que l'on suppose un défaut d'alignement de  $\pm 5$  mm par éprouvette (10 mm au maximum entre deux éprouvettes), on obtient un moment de 150 N.m. Tous les efforts et les moments calculés sont bien en dessous des valeurs maximales statiques que peuvent encaisser chaque patin. Ces valeurs issues de la brochure de Danaher Motion [20] sont données dans le Tableau 3.1.

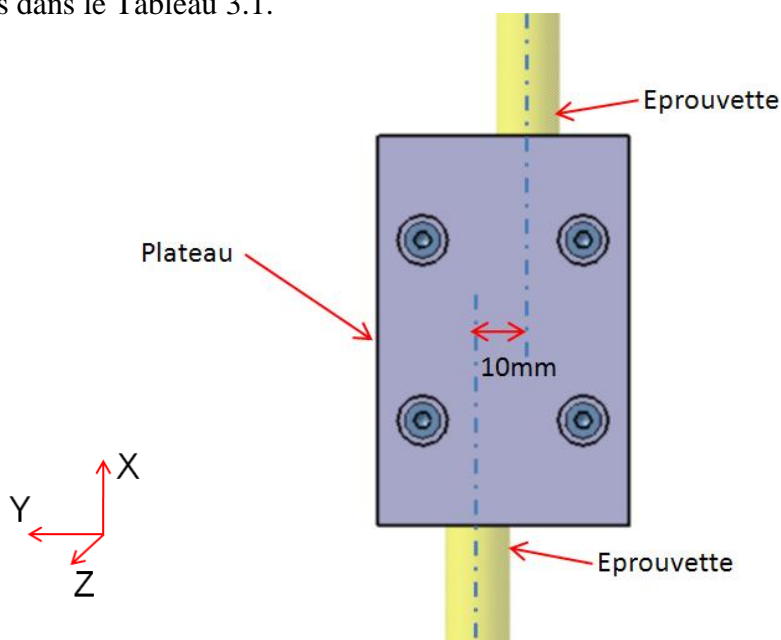


Figure 3.6 Schéma du désaxage maximal des éprouvettes par rapport à l'axe de compression. Chaque éprouvette pouvant avoir un défaut d'alignement supposé de 5 mm, l'axe des échantillons peut donc être distant de 10 mm au maximum.

Tableau 3.1 Efforts et moments statiques maximaux que peuvent encaisser chaque patin. Ces données sont issues de la brochure de Danaher Motion [20].

Efforts (N)		Moments (N.m)		
$F_y = 31400$	$F_z = 31400$	$M_x = 373$	$M_y = 292$	$M_z = 292$

### 3.3.4 Choix des éprouvettes

Les dimensions des éprouvettes ont été choisies en s'appuyant sur la norme ASTM D2990-01 relative aux essais de fluage qui nous renvoie à la norme D695-02a en ce qui concerne le dimensionnement des éprouvettes. Ces normes préconisent d'utiliser des éprouvettes en forme de cylindre droit ou de prisme ayant un rapport d'élancement compris entre 11 et 15. Nous avons donc décidé d'utiliser les mêmes dimensions d'éprouvettes que celles des essais de compression simple, soit  $L = 50$  mm et  $\varnothing = 14$  mm. La longueur des éprouvettes est suffisamment grande pour que l'on puisse instrumenter l'une des éprouvettes avec un extensomètre dans le cas où l'on chercherait à connaître la déformation plus précisément.

### 3.3.5 Mesure de la déformation

La Figure 3.7 montre le détail d'un étage de compression. Le déplacement du plateau supérieur par rapport au plateau inférieur correspond au déplacement d'une extrémité de l'éprouvette par rapport à l'autre. Le déplacement des plateaux les uns par rapport aux autres est mesuré en utilisant des LVDT (Linear Variable Differential Transformer). La résolution des LVDT est extrêmement grande et dépend surtout du système d'acquisition associé. Dans le but de pouvoir tester des éprouvettes de dimensions variables, nous avons prévu de pouvoir régler la hauteur des LVDT afin d'adapter leurs courses. Pour chaque étage, le LVDT est accroché par des vis de fixation en laiton sur une équerre solidaire au plateau supérieur et la pointe du LVDT vient s'appuyer sur une deuxième équerre solidaire au plateau inférieur. Ainsi, selon la dimension de l'éprouvette testée, il suffit de fixer les LVDT à la bonne hauteur avec les vis de fixation.

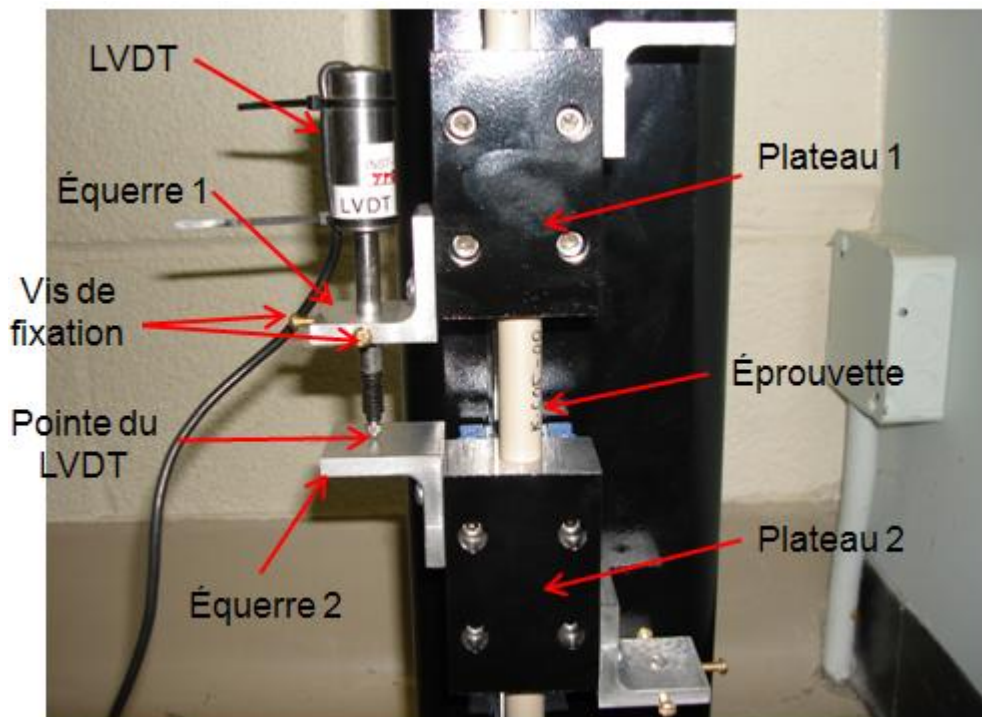


Figure 3.7 Image de l'étage de compression central montrant le LVDT monté sur son support et la pointe du LVDT qui vient en contact avec une équerre attachée au plateau inférieur. Le déplacement mesuré par le LVDT est directement proportionnel à la déformation de l'éprouvette.

### 3.3.6 Réalisation

Nous allons dans cette partie justifier le reste des choix de conception à propos de cette machine de fluage. Dans le but de réaliser la machine à moindre coût, nous avons utilisé pour tous les éléments simples (ex. poutre, bras de levier, tôles, axes) des dimensions qu'il était possible de se procurer dans le commerce.

Nous savions que la poutre devait résister à une charge d'environ 150 kg accrochée à son extrémité mais nous ne voulions pas que le poids de la poutre lui-même entraîne un effort trop important sur les éprouvettes même lorsqu'aucun poids n'est suspendu. Nous avons donc opté pour une poutre creuse rectangulaire en acier qui permet de supporter d'importants moments de flexion tout en gardant un poids raisonnable.

Le poteau vertical carré a été choisi assez épais de manière à pouvoir supporter la charge maximale sans subir de déformation. On remarque également que le rail linéaire ne se trouve pas au milieu de chaque face du poteau mais est légèrement décalé vers la gauche. Ceci est dû au fait que la machine a été conçue pour pouvoir accueillir un deuxième bras de levier sur la face opposée et donc être capable de tester trois nouvelles éprouvettes en même temps. Tous les trous nécessaires à l'installation d'un deuxième rail linéaire ont été prévus. Les deux faces recevant les rails ont dû être usinées car les rails linéaires ne doivent pas subir de déformation lorsque l'on serre toutes leurs vis de fixation.

La base du poteau est constituée d'une plaque en acier et de deux renforts soudés afin de pouvoir encaisser les efforts dus au porte-à-faux du bras. La machine est fixée au plancher en béton à l'aide de six vis de diamètre  $\frac{1}{2}$  po qui passent par les trous de la plaque.

La charge est appliquée à l'aide de poids placés sur un balancier accroché à l'extrémité du bras. Les poids reposent sur une plaque.

Une fois la conception de la machine terminée, toutes les pièces ont été mises en plan sous CATIA dans le module Drafting. Ces plans sont présentés en annexe. Les dessins de définition obtenus ont servi à l'usinage des pièces. L'ensemble de la machine a été réalisé à l'École Polytechnique par les techniciens du département de génie mécanique.

Les plateaux de compression, le bras de levier, la plaque et les renforts ont été usinés sur une fraiseuse conventionnelle 3 axes. Les surfaces supérieures et inférieures des plateaux ont ensuite été rectifiées sur une rectifieuse plane à meule. Les équerres servant de supports aux LVDT ont été usinées sur la fraiseuse et les alésages ont été faits sur une perceuse à colonne. Tous les axes de la machine ont été réalisés sur un tour conventionnel. Le poteau vertical a été réalisé sur un centre d'usinage numérique 5 axes afin d'obtenir une meilleure précision sur l'emplacement des alésages. Les renforts et la plaque de base ont été soudés à l'arc électrique sur le poteau. Une fois toutes les pièces réalisées, les pièces en acier ont été peintes avec de la peinture anti-rouille afin de les protéger de la corrosion.

### 3.3.7 Système d'acquisition

Les signaux des trois LVDT doivent être mesurés avec une assez grande résolution et pendant environ une semaine. Les LVDT doivent être alimentés par une source extérieure stable comprise entre 10 et 24 V. La réponse des LVDT dépend directement de la tension d'alimentation. Il serait donc intéressant d'enregistrer également la tension d'alimentation tout au long de l'essai pour vérifier qu'elle demeure bien stable.

Nous avons donc quatre tensions à acquérir, la tension de sortie des trois LVDT et la tension d'alimentation. Ces signaux sont branchés à un module d'acquisition externe NI USB-6008 (National Instrument<sup>TM</sup>) d'une résolution de 12 bits relié à un ordinateur. Le logiciel utilisé pour acquérir les données provenant du module est LabVIEW 8.5. Le professeur Luc Marchand a créé une application capable de lire et d'enregistrer dans un fichier de notre choix les trois déplacements et la tension d'alimentation en fonction du temps. La taille de chaque éprouvette étant légèrement différente, il est possible de faire les zéros des LVDT avant de démarrer l'essai et de stocker ces valeurs dans un fichier indépendant.

Le module d'acquisition NI USB-6008 a une plage de lecture des signaux de  $\pm 10$  V (soit 20 V en tout) et une résolution de 12 bits (soit 4096 paliers). Nous verrons un peu plus loin dans ce chapitre que les constantes trouvées lors de l'étalonnage des LVDT sont d'environ 900 mV/mm. Ceci nous permet de calculer la résolution des mesures faites par les LVDT.

La résolution de la carte est de :

$$\frac{20\text{V}}{4096} = 4.88\text{mV}$$

La résolution de la lecture de la déformation par les LVDT est donc de:

$$\frac{4.88\text{mV}}{900\text{mV / mm}} = 0.0054\text{mm}$$

La résolution sur la déformation étant d'environ 5  $\mu\text{m}$ , on a une incertitude de mesure de la moitié de cette valeur, soit  $\pm 2.5 \mu\text{m}$ .

Les propriétés viscoélastiques des matériaux font que, sous une contrainte donnée, la déformation des éprouvettes est très rapide au début puis extrêmement lente pour le reste de l'essai. Nous avons donc choisi une vitesse d'acquisition rapide au début de l'essai (5 acquisitions/s), puis cette vitesse diminue progressivement jusqu'à une acquisition par heure en fin d'essai.

### 3.3.8 Installation et étalonnage du banc d'essai

Tous les bancs d'essais nécessitent un étalonnage avant de lancer un essai. Afin de ne pas introduire d'effets parasites sur le chargement, nous avons veillé à ce que le poteau recevant le rail linéaire soit le plus vertical possible. Pour cela, nous avons utilisé un niveau à bulle et un ensemble de calles que l'on a placé sous la plaque de base au niveau des six vis de fixation. La Figure 3.8 montre les chevilles en acier que l'on a encrées dans le sol et dans lesquelles les vis viennent se loger.



Figure 3.8 Photos de l'installation du poteau vertical dans le sol. (a) Le poteau a été installé à l'aide d'un niveau afin de garantir la verticalité. (b) Le poteau est solidement fixé dans le sol avec des chevilles en acier installées dans le béton.

Une légère modification du rapport de bras de levier a été effectuée à cause de la longueur de la poutre disponible au moment de la commande du brut. Le rapport n'est plus de 10 mais de 9.5. Maintenant, il s'agit de vérifier ce rapport. Pour cela, nous avons utilisé une cellule de charge de 5000 N (OMEGADYNE Model LC105-1K) reliée à un conditionneur portatif, le Vishay P3500, qui nous permettait de lire en direct la charge. La cellule a été placée entre les différents étages de compression. Nous avons pu nous rendre compte que l'ensemble du bras de levier, du balancier et du premier plateau exerçait déjà un effort initial de 675 N au niveau du premier étage. Nous

dispositions de poids de différentes masses pour effectuer le chargement pour un total d'environ 200 kg. Chaque poids a été soigneusement pesé sur une balance électronique pour les plus légers ou sur une balance normale de type pèse-personne pour ceux excédant 8 kg. Deux cycles de charge et de décharge pour deux angles différents d'inclinaison du bras ont permis de déterminer le rapport du bras de levier et de vérifier que l'inclinaison du bras ne faisait pas varier la charge significativement. Les résultats sont donnés dans le Tableau 3.2.

Tableau 3.2 Efforts mesurés au niveau du premier étage de compression avec la cellule de force. Le rapport du bras de levier calculé est le rapport moyen des deux inclinaisons différentes.

Masse (kg)	Effort mesuré (N) pour $\alpha=0^\circ$	Effort mesuré (N) pour $\alpha=5^\circ$	Rapport bras de levier
1,9994	854	853	9,10
4,0046	1035	1035	9,16
9,085	1493	1498	9,21
18,182	2313	2321	9,21

Le rapport  $R$  a été défini par la formule suivante :

$$R = \frac{\left( \frac{F_{0^\circ} + F_{5^\circ}}{2} \right) - F_{ini}}{(Masse \times 9.81)} \quad (3.1)$$

On s'aperçoit que le rapport n'est pas exactement de 9.5 mais plutôt de 9.2. L'inclinaison à  $5^\circ$  n'a eu quant à elle que très peu d'effet comme nous l'avions prévu. Nous allons donc maintenant utiliser ce rapport pour calculer la charge appliquée sur les éprouvettes en fonction des poids posés sur le plateau du balancier.

La masse d'un bloc de compression avec les équerres, le LVDT ainsi que les vis est d'environ 1480 g. Cela représente donc un effort supplémentaire de 14,5 N pour l'éprouvette du milieu et de 29 N pour l'éprouvette du bas. Ces efforts sont négligeables en comparaison des efforts qui seront appliqués lors du chargement. Cependant, l'effort dû au bras de levier n'est quant à lui pas négligeable, il induit une compression initiale trop importante sur les éprouvettes.

Pour annuler cet effort, nous avons équilibré le bras de manière à ce que l'axe de rotation soit le point d'équilibre. Nous avons utilisé un câble en acier attaché d'un côté à l'extrémité du bras de levier (à l'aplomb du balancier) puis à l'autre bout à un contrepoids. Le câble passe par deux poulies accrochées au plafond. La masse du contrepoids est telle que lorsqu'aucun poids n'est posé sur la plaque du balancier, le bras de levier est immobile. Le dispositif d'équilibrage est présenté à la Figure 3.9.

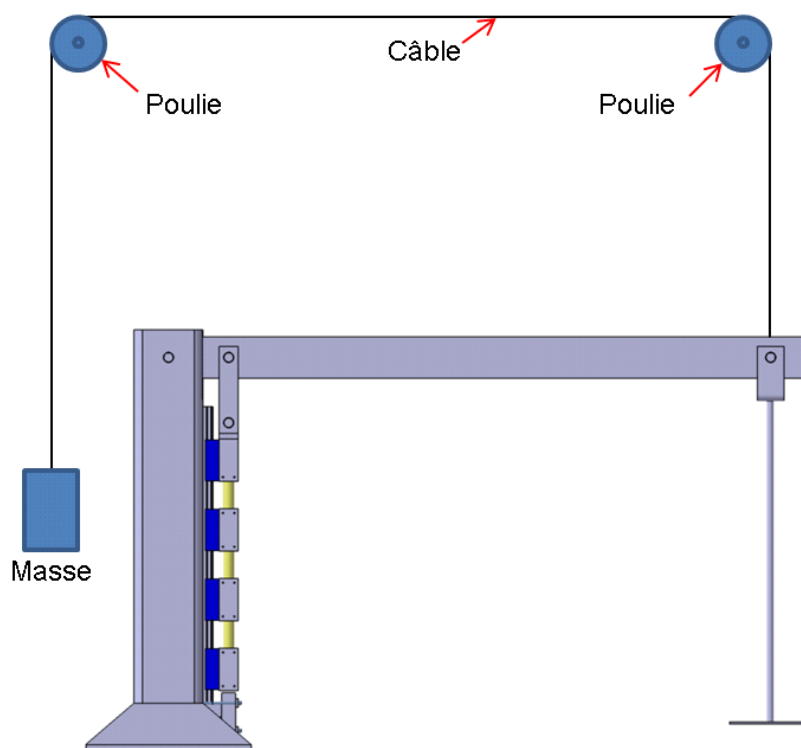


Figure 3.9 Schéma du dispositif d'équilibrage du bras de levier. Un câble relie l'extrémité du bras à un contrepoids et passe par deux poulies accrochées au plafond. Le bras est équilibré lorsqu'aucune masse n'est posée sur le plateau.



La tension de sortie en fonction de la tension d'alimentation des LVDT est proportionnelle à la position de la pointe. Une constante d'étalonnage en  $V/V/mm$  est donc à déterminer. Normalement cette constante est donnée avec la feuille d'étalonnage des LVDT mais les LVDT utilisés ayant été récupérés sur d'anciens montages de l'école, nous n'avons aucune documentation et il a fallu refaire l'étalonnage. Pour cela, nous avons utilisé un petit bâti composé d'un système de fixation pour le LDVT et d'un micromètre de précision ( $\pm 2.5 \mu m$ ) accroché à un plateau (Figure 3.10).

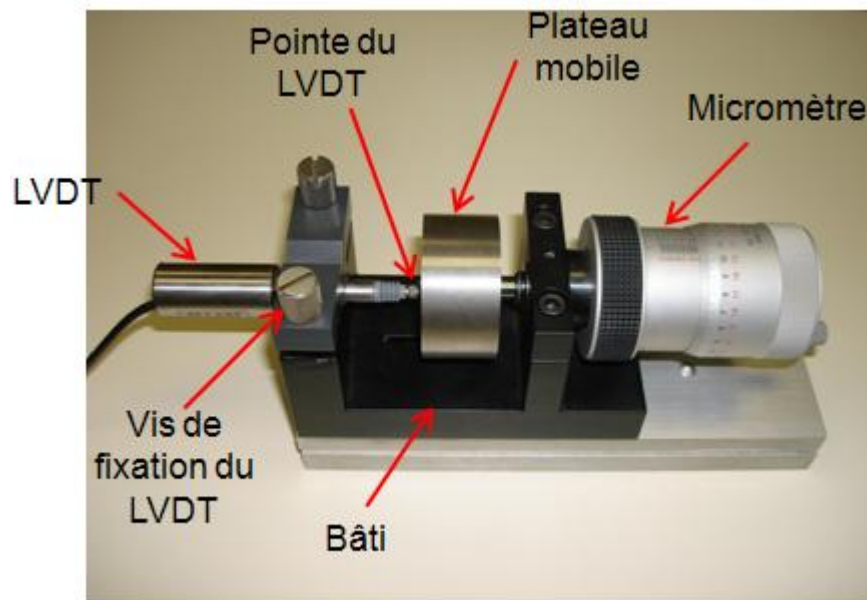


Figure 3.10 Photo du dispositif d'étalonnage des LVDT. Un micromètre actionnant un plateau mobile permet de contrôler précisément la course du LVDT. On peut donc déduire la variation de la tension de sortie en fonction du déplacement.

Nous avons choisi 10 V comme tension d'alimentation car c'est celle couramment employée pour l'étalonnage des LVDT. Nous avons ensuite branché chaque LVDT à un voltmètre de précision afin de lire la tension de sortie. Connaissant la course maximale de chaque LVDT nous avons pu mesurer la tension de sortie pour au moins 5 points répartis uniformément sur le déplacement total du LVDT. Un traitement des données par régression linéaire dans le tableur Excel nous a permis de déterminer le coefficient de la pente passant au mieux par tous les points. Cette valeur

a ensuite été utilisée par le programme d'acquisition des LVDT afin d'obtenir directement le déplacement en fonction de la tension de sortie.

### 3.4 Bilan sur la machine de fluage et améliorations proposées

La machine de fluage développée a permis de réaliser nos essais mais elle pourrait être utilisée pour faire d'autres essais sur des matériaux différents. Elle permet de s'adapter à des dimensions d'éprouvette variées et d'appliquer des charges relativement importantes. Les possibilités de la machine sont récapitulées dans le Tableau 3.3. L'analyse des essais de fluage sera faite au Chapitre 4. La procédure de la machine sera quant à elle détaillée en annexe.

Tableau 3.3 Résumé des possibilités de la machine.

Charge min-max	0-15000 (N)
Nombre d'éprouvettes	3
Longueur max éprouvette	80 (mm)
Diamètre max éprouvette	30 (mm)
Résolution déplacement	$\approx 5$ ( $\mu\text{m}$ )

#### 3.4.1 Incertitudes de mesure

La température du laboratoire où se sont déroulés les essais est contrôlée à  $\pm 1^\circ\text{C}$ . Connaissant le coefficient de dilatation thermique des matériaux, on peut calculer la déformation induite sur une éprouvette de 50 mm de long. Le PTFE est le matériau qui possède le plus grand coefficient de dilatation qui est de  $10 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$ . La variation de température entraîne une dilatation de  $\pm 5 \mu\text{m}$ . Cette variation est de l'ordre de grandeur de la résolution du déplacement. Si la variation de température ne dépasse pas les  $\pm 1^\circ\text{C}$ , il n'est pas nécessaire de prendre en compte la température. Malgré toutes les précautions prises pour réaliser ces essais, il faut aussi prendre en compte que des erreurs sur les mesures ont pu être introduites lors de la mise à zéros des LVDT. Les courbes

étaient relativement répétables entre elles mais l'ajustement des LVDT et leur mise à zéro demandent une grande précaution car ce sont des étapes déterminantes pour la qualité des essais. Enfin, nous avons constaté que la précharge des patins à billes engendrait un frottement et qu'il fallait un certain effort pour les faire bouger le long du rail. Ceci peut expliquer les petites variations que l'on observe entre les trois mesures de la déformation des éprouvettes.

### 3.4.2 Améliorations proposées

Lors de la manipulation de la machine de fluage, nous avons décelé certaines améliorations possibles. La première amélioration concerne la protection des LVDT au cas où les éprouvettes glisseraient et partiraient. En effet, tel que les supports des LVDT sont conçus, les deux équerres s'écraseraient l'une sur l'autre comprimant ainsi la pointe du LVDT qui ne peut supporter aucune charge. Le LVDT serait donc probablement endommagé. La solution proposée à la Figure 3.11 fait en sorte que les LVDT mesurent l'écartement plutôt que le rapprochement des équerres. De cette manière, dans le cas où deux plateaux viendraient à se heurter, la seule chose qui arriverait serait que la pointe du LVDT ne serait plus en contact avec l'équerre.

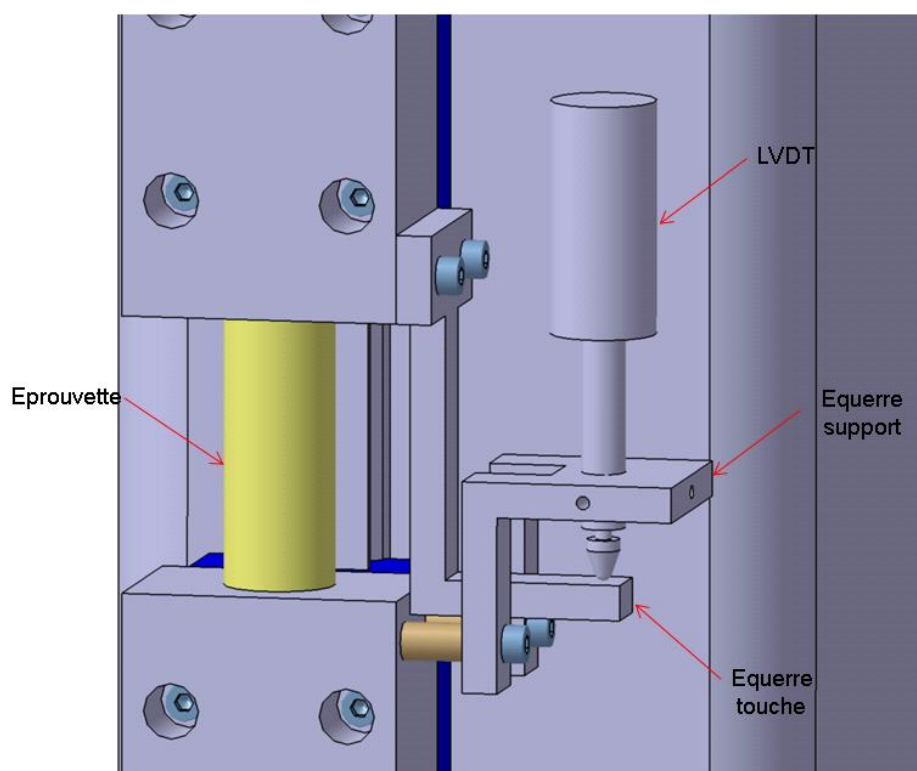


Figure 3.11 Schéma d'amélioration du dispositif de mesure de la déformation des éprouvettes. Avec cette configuration, la tige du LVDT sort au lieu de rentrer au fur et à mesure de l'écrasement de l'éprouvette.

La seconde amélioration concerne la diminution de la masse des plateaux. Ces plateaux pèsent plus de 1 kg chacun ce qui est gênant pour l'installation des éprouvettes et la mise à zéro des LVDT. On pourrait facilement diminuer leur masse en faisant des trous de part en part dans les faces non utilisées comme illustré à la Figure 3.12. Une estimation de la réduction de masse a été effectuée en utilisant le logiciel Catia. Avec seulement quelques alésages, nous arrivons à une réduction d'environ 35 %. De cette manière, les efforts dus au poids des plateaux sur les éprouvettes seraient d'autant plus négligeables.

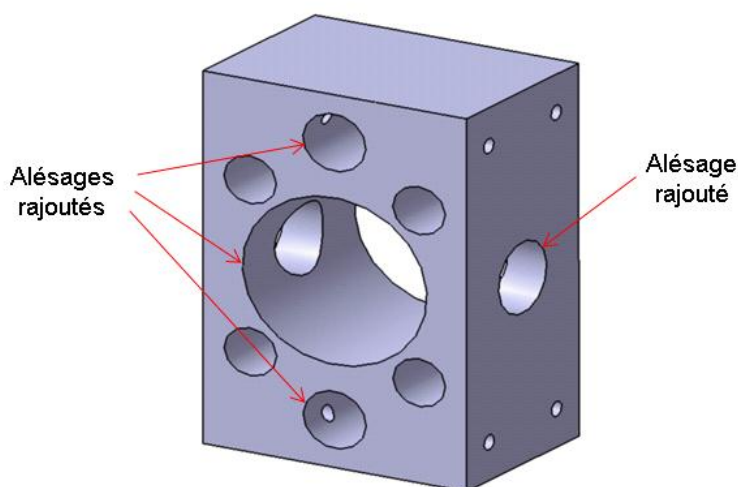


Figure 3.12 Dessin 3D d'un bloc de compression avec des alésages supplémentaires afin de diminuer sa masse. La masse passerait de 1004 g à 655 g ce qui représente une perte de masse d'environ 35%.

Enfin, la dernière amélioration concernerait la mise à zéro des LVDT. En effet, le poids du bras de levier induit initialement une force sur les éprouvettes que nous avons essayé de compenser avec le dispositif d'équilibrage du bras. Cependant, pour améliorer la précision des mesures, l'idéal serait de désolidariser le bras du premier étage de compression. Ainsi, lors de la mise à zéro des LVDT, on serait sûr qu'il n'y ait aucun effort sur les éprouvettes excepté celui dû aux plateaux de compression qui est négligeable.

Nous avons pensé à une légère modification de la bielle liant le bras au premier plateau. Une ouverture dans la partie basse de l'alésage présentée à la Figure 3.13 permettrait de relever le bras sans entraîner le premier plateau. Par contre cela ne changerait rien lorsque l'on applique la charge, le montage serait toujours sécuritaire.

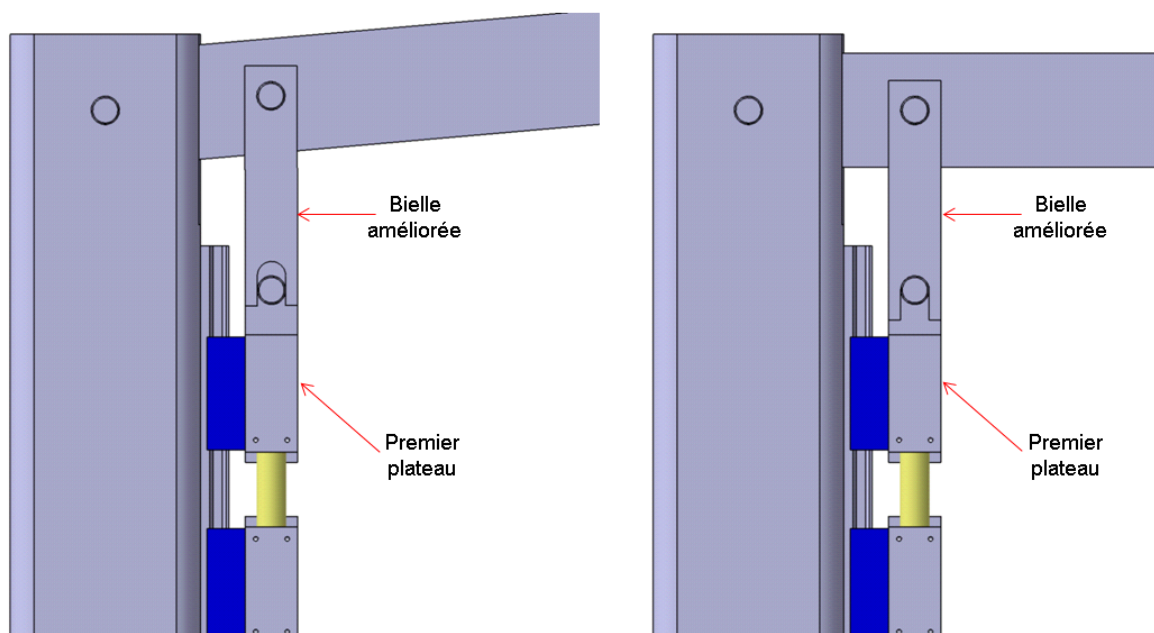


Figure 3.13 Schéma de la bielle améliorée. L'ouverture effectuée dans la partie du bas permettrait de relever le bras de levier sans entrainer le premier plateau. En revanche, lorsque la charge serait appliquée, l'axe du premier plateau se retrouverait bien au fond de la gorge de la bielle.

Malgré ces petites améliorations qui nous permettraient une utilisation plus facile ou sécuritaire, la machine de fluage tel que construite nous a tout de même permis de réaliser nos essais sans encombre. Nous avons pu conduire trois essais en même temps avec une mesure de la déformation indépendante pour chaque éprouvette.

## CHAPITRE 4 IDENTIFICATION DE LA LOI DE COMPORTEMENT VISCOÉLASTIQUE DES MATÉRIAUX

### 4.1 Analyse des essais de traction/compression

#### 4.1.1 Analyse des courbes et comparaison traction/compression

Nous avons vu au Chapitre 2 que nous avons mesuré la déformation axiale  $\varepsilon_a$  et transverse  $\varepsilon_t$  de chaque éprouvette à l'aide des deux extensomètres à la fois pour les essais de traction et compression. Nous avons également mesuré la force  $F$  exercée à l'aide de la cellule de force de la machine. Pour chaque essai, toutes ces données ont été enregistrées en fonction du temps dans un fichier texte différent. Ce sont ces fichiers qui ont ensuite été traités avec le logiciel Excel. Nous avons également mesuré les dimensions de chaque éprouvette juste avant l'essai. Pour les éprouvettes prismatiques de traction, nous avons relevé la largeur  $L$  et l'épaisseur  $b$  en trois endroits de la partie centrale de test. Pour les éprouvettes cylindriques de compression, nous avons mesuré le diamètre  $\phi$  en trois endroits également. Ces dimensions nous ont permis de calculer la section moyenne transverse  $S$ . La contrainte appliquée sur les éprouvettes est donc :

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (4.1)$$

Pour la déformation axiale, le calcul est toujours le même car la longueur de jauge initiale entre les couteaux est de 25 mm. Pour la déformation transversale, le calcul change à chaque fois car la longueur de jauge n'est pas fixe, elle dépend des dimensions de l'éprouvette. En l'occurrence, il s'agit de la largeur pour les éprouvettes de traction et du diamètre pour les éprouvettes de compression. On a donc :

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta L_{axial}}{25} \quad (4.2)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta L_{trans}}{L} \text{ ou } \frac{\Delta L_{trans}}{\phi} \quad (4.3)$$

Les courbes présentées de la Figure 4.1 à la Figure 4.3 sont les courbes des essais de traction et de compression de chaque matériau (PTFE, TFM et PEEK) réalisés à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s. Ce taux de déformation correspond à une vitesse de traction de 5 mm/min

préconisée par la norme ASTM D638-03 pour déterminer le coefficient de Poisson. Pour chaque taux de déformation, les essais ont été répétés trois fois. Il peut être observé que les trois courbes se superposent et qu'elles sont très répétitives, il n'y a donc pas de grande variation. Ceci nous permet de penser que les essais ont été réalisés dans de bonnes conditions et que les courbes obtenues sont exploitables.

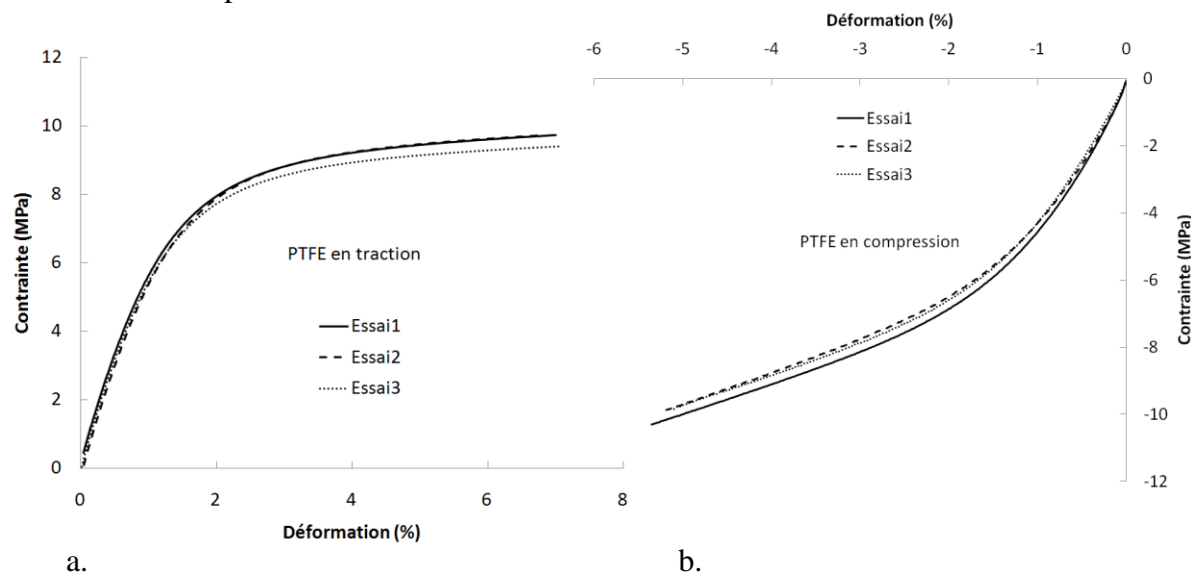


Figure 4.1 Courbes contrainte-déformation du PTFE à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s (a) en traction et (b) en compression. Pour chaque essai, trois répétitions ont été effectuées.

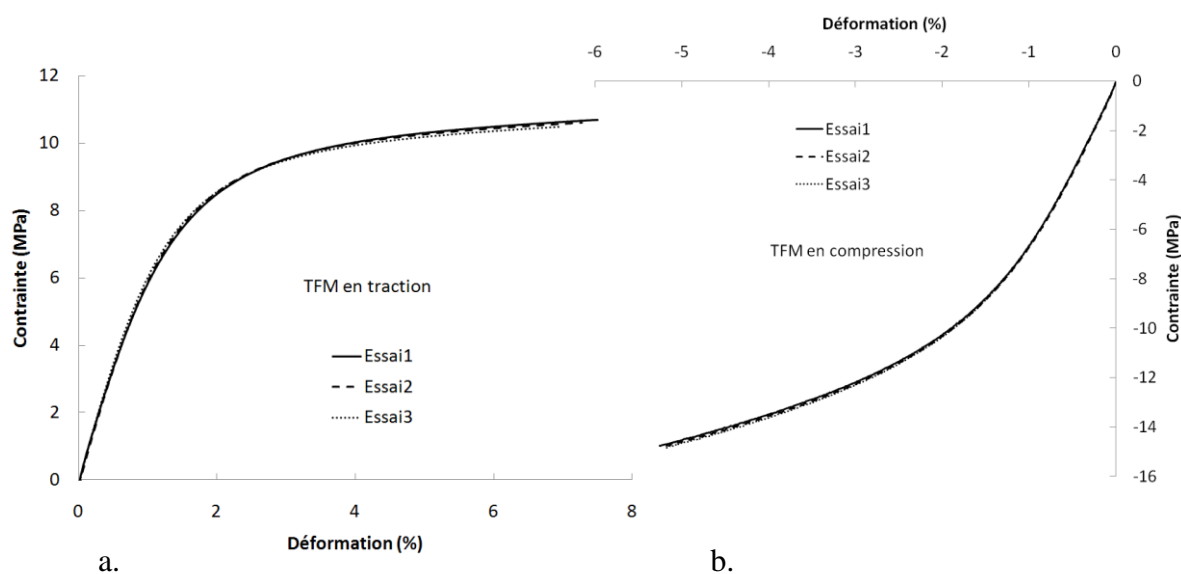


Figure 4.2 Courbes contrainte-déformation du TFM à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s (a) en traction et (b) en compression. Pour chaque essai, trois répétitions ont été effectuées.

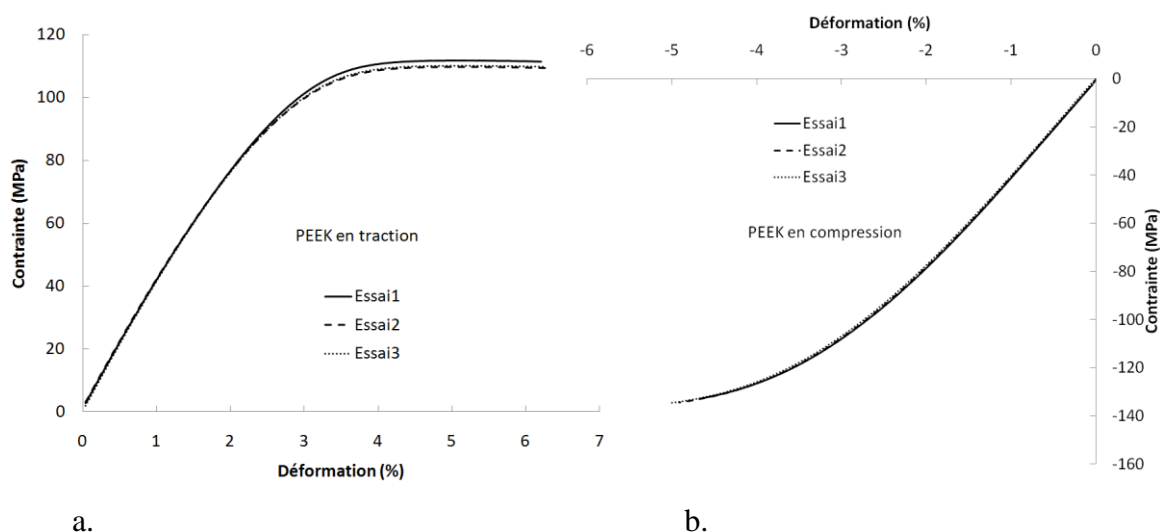
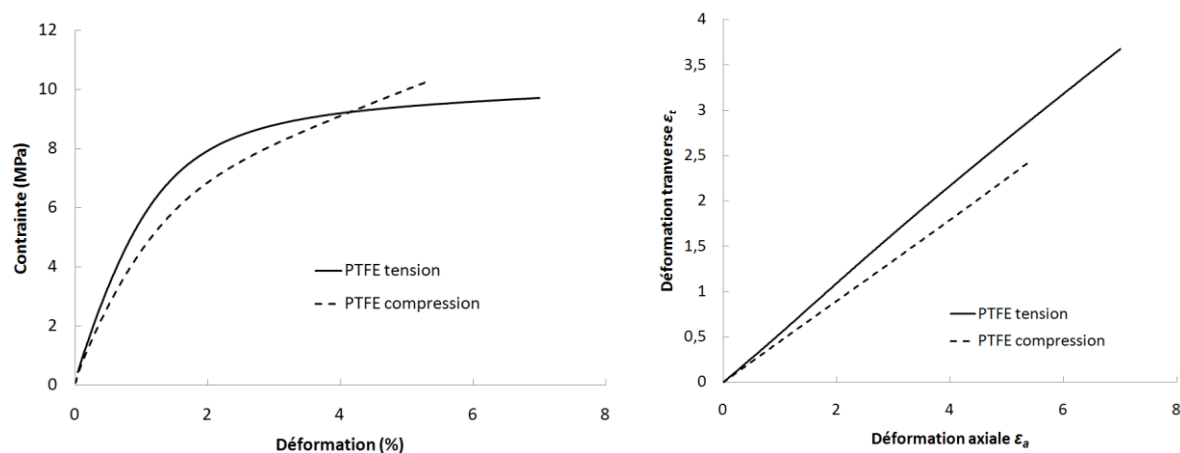


Figure 4.3 Courbes contrainte-déformation du PEEK à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s (a) en traction et (b) en compression. Pour chaque essai, trois répétitions ont été effectuées.

Pour le PTFE et le TFM, il ne semble pas y avoir de relation linéaire entre la déformation appliquée et la contrainte résultante. Pour le PEEK, cette relation semble linéaire jusqu'à une déformation d'environ 1.5 %. Le comportement en traction et en compression n'est également pas le même. Les Figures 4.4a à 4.6a montrent la superposition d'une courbe contrainte-déformation en traction et en compression de chaque matériau pour un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s. Les Figures 4.4b à 4.6b montrent la valeur absolue des déformations transverses en fonction des déformations axiales en traction et en compression. Le PTFE (Figure 4.4a) semble légèrement plus rigide en traction qu'en compression. Pour le TFM (Figure 4.5a), il semblerait que ce soit le contraire. Enfin, pour le PEEK (Figure 4.6a), le comportement semble identique jusqu'à une déformation d'environ 1.5 %. Pour les trois matériaux, on remarque une différence notable du comportement en traction et compression dès que la déformation dépasse quelques pourcents. En ce qui concerne la déformation transverse en fonction de la déformation axiale, on remarque que le rapport entre les deux est pratiquement linéaire en traction et en compression. Le coefficient de Poisson semble plus élevé en traction qu'en compression pour le PTFE et le TFM (Figures 4.4b et 4.5b). Pour le PEEK (Figure 4.6b), il semblerait que ce soit relativement identique. Une cause de ces différences de comportement est qu'il existe probablement une différence de mécanisme de déformation lors de la traction et de la compression. Une autre explication serait peut-être aussi qu'il y a une différence entre les éprouvettes de traction et de



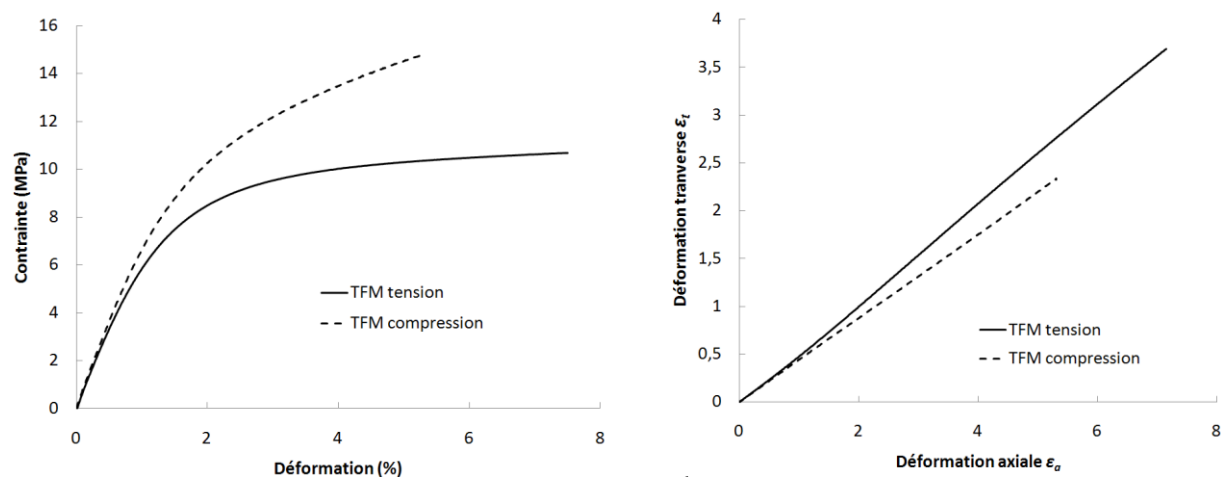
compression car elles n'ont pas été obtenues à partir d'un même diamètre de barre et des mêmes procédés d'usinage.



a.

b.

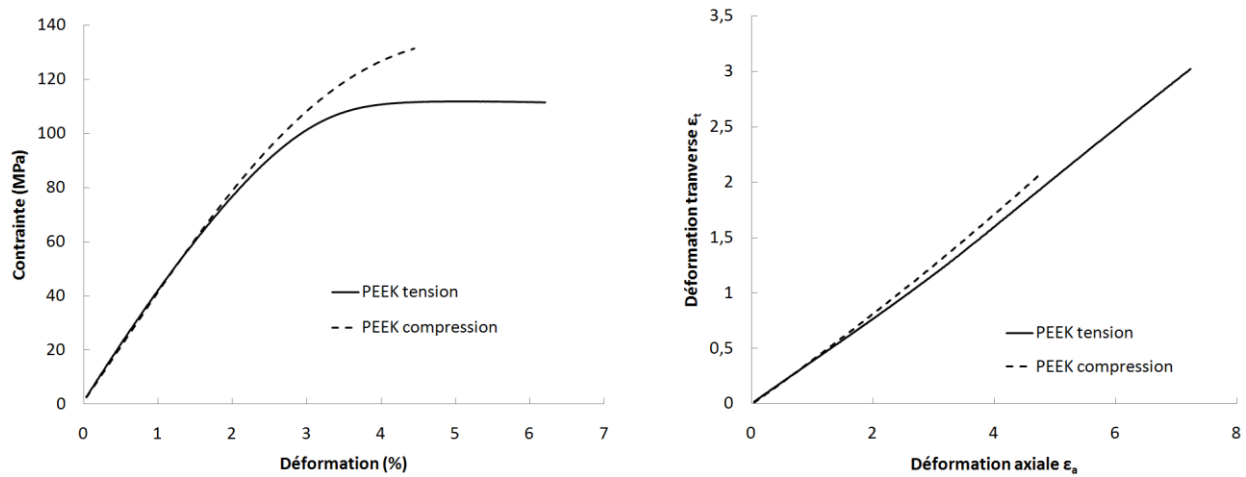
Figure 4.4 Comparaison des courbes contrainte-déformation et déformation axiale-transverse en traction et en compression pour le PTFE à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en traction et en compression. (b) Superposition des courbes de la valeur absolue des déformations axiales-transverses en traction et en compression. Le coefficient de Poisson semble relativement constant étant donné qu'il y a une relation linéaire entre la déformation axiale et transverse.



a.

b.

Figure 4.5 Comparaison des courbes contrainte-déformation et déformation axiale-transverse en traction et en compression pour le TFM à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en traction et en compression. (b) Superposition des courbes de la valeur absolue des déformations axiales-transverses en traction et en compression. Le coefficient de Poisson semble relativement constant étant donné qu'il y a une relation linéaire entre la déformation axiale et transverse.



a.

b.

Figure 4.6 Comparaison des courbes contrainte-déformation et déformation axiale-transverse en traction et en compression pour le PEEK à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-4}$  /s. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en traction et en compression. (b) Superposition des courbes de la valeur absolue des déformations axiales-transverses en traction et en compression. Le coefficient de Poisson semble relativement constant étant donné qu'il y a une relation linéaire entre la déformation axiale et transverse.

#### 4.1.2 Détermination du coefficient de Poisson et du module tangent

Nous avons vu que la grandeur qui nous intéressait dans ces essais était principalement le coefficient de Poisson  $\nu$  car il nous est nécessaire pour définir le matériau dans ANSYS. Nous avons également calculé le module tangent  $E_t$  afin de comparer la rigidité des matériaux. Ces deux grandeurs étant définies de la manière suivante :

$$\nu = -\frac{\epsilon_t}{\epsilon_a} \quad (4.4)$$

$$E_t = \frac{\sigma}{\epsilon_a} = \frac{F}{S \times \epsilon_a} \quad (4.5)$$

Le coefficient de Poisson a été calculé comme étant la pente de la droite des moindres carrés de la déformation transverse en fonction de la déformation axiale. La norme ASTM D638-03 définit le module tangent comme étant la pente initiale de la courbe contrainte-déformation. Nous avons utilisé le tableur Excel pour faire passer une courbe de tendance linéaire par les premiers points de la courbe (environ jusqu'à 0.3 % de déformation). Les résultats sont présentés au tableau 4.1.

### 4.1.3 Influence du taux de déformation

Dans le but d'estimer l'influence du taux de déformation sur le comportement des différents matériaux, nous avons effectué les mêmes essais mais à deux taux de déformation différents. Le premier taux de déformation est 100 fois plus lent ( $6.2 \times 10^{-6}$  /s) et le deuxième est 50 fois plus rapide ( $3.1 \times 10^{-2}$  /s). Nous allons présenter ici uniquement les résultats en compression mais les observations sur les tendances des courbes sont les mêmes en traction. Les Figures 4.7a à 4.9a montrent les courbes contrainte-déformation des essais en compression obtenues avec les trois différents taux de déformation. Pour les trois matériaux les tendances sont les mêmes, plus le taux de déformation est rapide, plus le matériau semble rigide. À déformation égale, la contrainte est plus importante lorsque le taux de déformation est plus élevé. L'influence du taux de déformation reste cependant moins marquée pour le PEEK où les courbes sont beaucoup plus proches les unes des autres (surtout dans la partie linéaire). Les Figures 4.7b à 4.9b montrent que le taux de déformation semble aussi avoir un léger impact sur le coefficient de Poisson. En effet, avec un taux de déformation faible, le coefficient de Poisson est plus petit alors que pour les deux autres taux de déformation plus élevés, le coefficient de Poisson semble se stabiliser. Cet effet est plus prononcé pour le PTFE et le TFM.

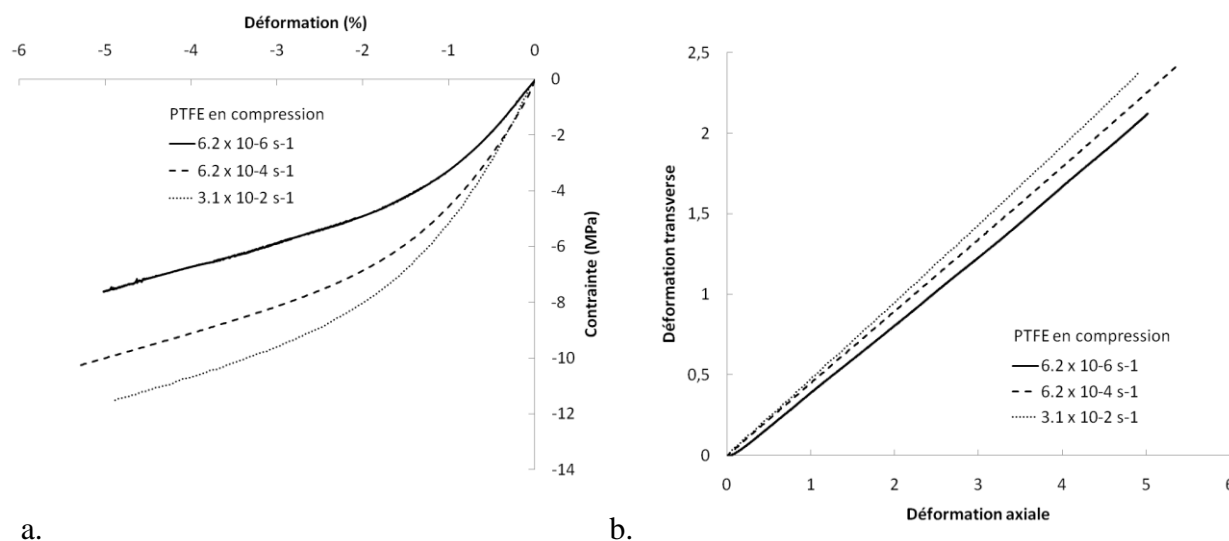


Figure 4.7 Effet du taux de déformation sur les courbes contrainte-déformation et sur le coefficient de Poisson du PTFE en compression. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s. (b) Superposition des courbes déformation axiale-transverse en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s.

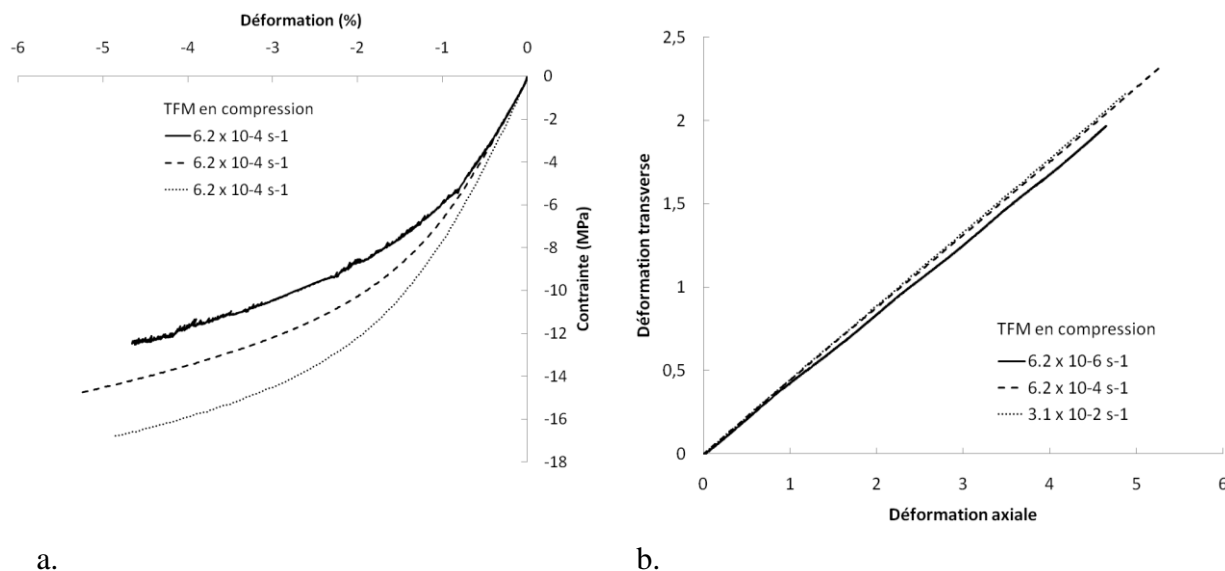


Figure 4.8 Effet du taux de déformation sur les courbes contrainte-déformation et sur le coefficient de Poisson du TFM en compression. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s. (b) Superposition des courbes déformation axiale-transverse en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s.

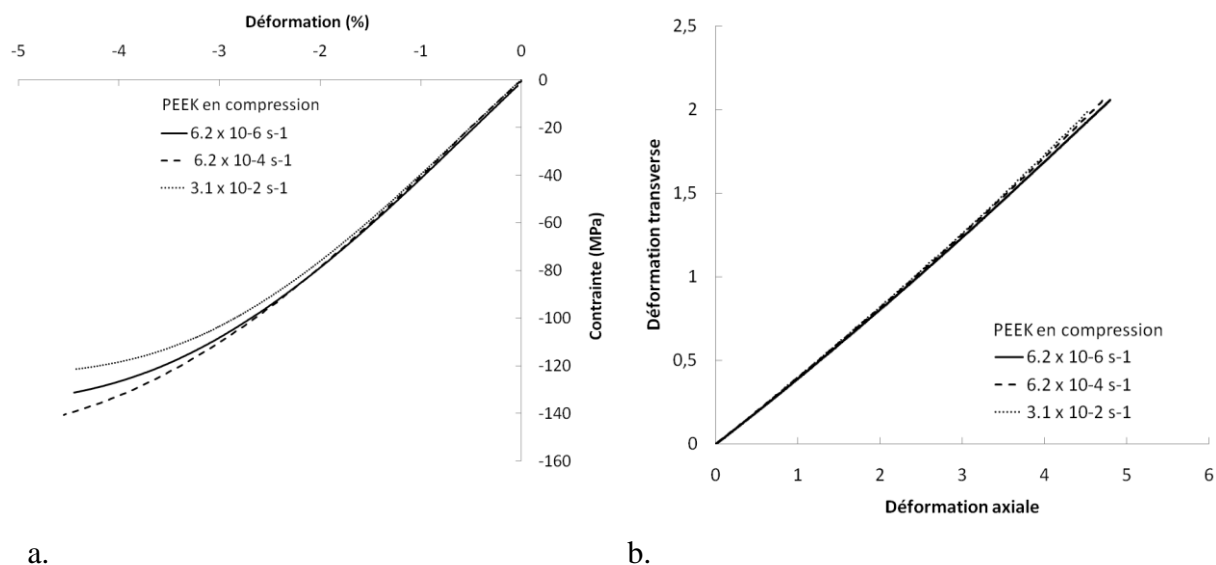


Figure 4.9 Effet du taux de déformation sur les courbes contrainte-déformation et sur le coefficient de Poisson du PEEK en compression. (a) Superposition des courbes contrainte-déformation en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s. (b) Superposition des courbes déformation axiale-transverse en compression pour des taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s,  $6.2 \times 10^{-4}$  /s et  $3.1 \times 10^{-2}$  /s.

#### 4.1.4 Bilan

Tableau 4.1 Effet du taux de déformation sur le module tangent et sur le coefficient de Poisson en traction et en compression pour le PTFE, le TFM et le PEEK.

	Taux de déformation (/s)	Traction		Compression	
		$E_t$ (MPa)	$\nu_t$	$E_c$ (MPa)	$\nu_c$
PTFE	$6.2 \times 10^{-6}$	585	0.56	427	0.37
	$6.2 \times 10^{-4}$	677	0.51	535	0.46
	$3.1 \times 10^{-2}$	821.16	0.46	648	0.45
TFM	$6.2 \times 10^{-6}$	658	0.53	689	0.42
	$6.2 \times 10^{-4}$	727	0.49	744	0.46
	$3.1 \times 10^{-2}$	815	0.47	826	0.45
PEEK	$6.2 \times 10^{-6}$	4180	0.40	3968	0.375
	$6.2 \times 10^{-4}$	4273	0.395	4046	0.398
	$3.1 \times 10^{-2}$	4307	0.392	3928	0.397

Nous avons vu que les courbes contrainte-déformation d'un matériau obtenues à partir de trois essais identiques étaient très répétables. Cependant des différences de comportement ont été notées entre la traction et la compression à la fois au niveau de la rigidité mais aussi du coefficient de Poisson. En traction, le coefficient de Poisson est plus élevé qu'en compression et dépasse même 0.5 pour le PTFE et le TFM à de faible taux de déformation. Le fait de dépasser la valeur de 0.5 n'est physiquement pas possible pour un matériau isotrope. Nous voyons comme première explication que les éprouvettes de traction proviennent d'une barre différente des éprouvettes de compression dont la fabrication a provoqué des propriétés anisotropes du

matériau. Une autre explication serait que le fait d'étirer le matériau induit une anisotropie. Enfin, nous avons aussi pu juger de l'influence du taux de déformation sur les trois matériaux, le PTFE et le TFM étant beaucoup plus sensibles que le PEEK. Nous avons regroupé les résultats des différents essais dans le Tableau 4.1. La valeur du coefficient de Poisson et du module d'Young indiquée dans le tableau correspond à la moyenne des valeurs trouvées pour les trois répétitions de l'essai.

## **4.2 Analyse des essais de fluage**

### **4.2.1 Analyse des courbes de fluage et bilan sur la viscoélasticité des différents matériaux**

Au Chapitre 3, nous avons présenté la machine de fluage en compression qui pouvait tester trois éprouvettes en même temps. Ces éprouvettes sont supposées être soumises au même niveau de contrainte. Chaque essai a duré une semaine, donc environ 168 heures. Avant de placer les éprouvettes entre les plateaux, les dimensions de chacune d'entre elles ont été mesurées (longueur  $L_g$  et diamètre  $\varnothing$ ). Le diamètre nous a permis de déduire la section  $S$  et à l'aide de l'équation (4.1), nous avons pu déterminer la force à appliquer pour obtenir la contrainte désirée. Nous avons également vu que l'écrasement de chacune des éprouvettes était lu par un LVDT et enregistré dans un fichier. Ces mesures ont ensuite été traitées avec le logiciel Excel pour étudier la déformation des éprouvettes en fonction du temps. Le graphe de la Figure 4.10 montre l'exemple de la déformation enregistrée au cours du temps de trois éprouvettes de TFM soumises à une contrainte de 9 MPa (échelle de temps logarithmique). Les déformations ayant été enregistrées au même moment, nous avons aussi calculé la déformation moyenne des trois éprouvettes au cours du temps. C'est cette courbe moyenne qui servira ensuite de référence pour trouver les paramètres viscoélastiques. Pour chaque matériau nous avons effectué quatre niveaux de contrainte répartis entre 0 et la limite élastique du matériau trouvée dans la littérature. Nous ne connaissons cette limite élastique seulement qu'en traction mais nous la supposons identique en compression. Nous avons effectué des simulations préliminaires sur un modèle éléments finis statique de la vanne ne prenant en compte que les propriétés élastiques des matériaux. Nous avons observé que les joints soumis à la pression maximale de la vanne sont susceptibles de dépasser la limite élastique du matériau dans certaines zones telles que les arêtes et les coins.

Nous avons donc également effectué des essais au-delà de la limite élastique. La limite élastique supposée en compression du PTFE est de 9 MPa. Le PTFE et le TFM ayant des propriétés mécaniques du même ordre de grandeur, nous avons choisi pour ces deux matériaux les niveaux de contrainte 2, 5, 9 et 12 MPa. Le PEEK est, quant à lui, beaucoup plus résistant avec une limite élastique de 100 MPa. Nous avons donc choisi les niveaux de contrainte 20, 50, 70 et 90 MPa.

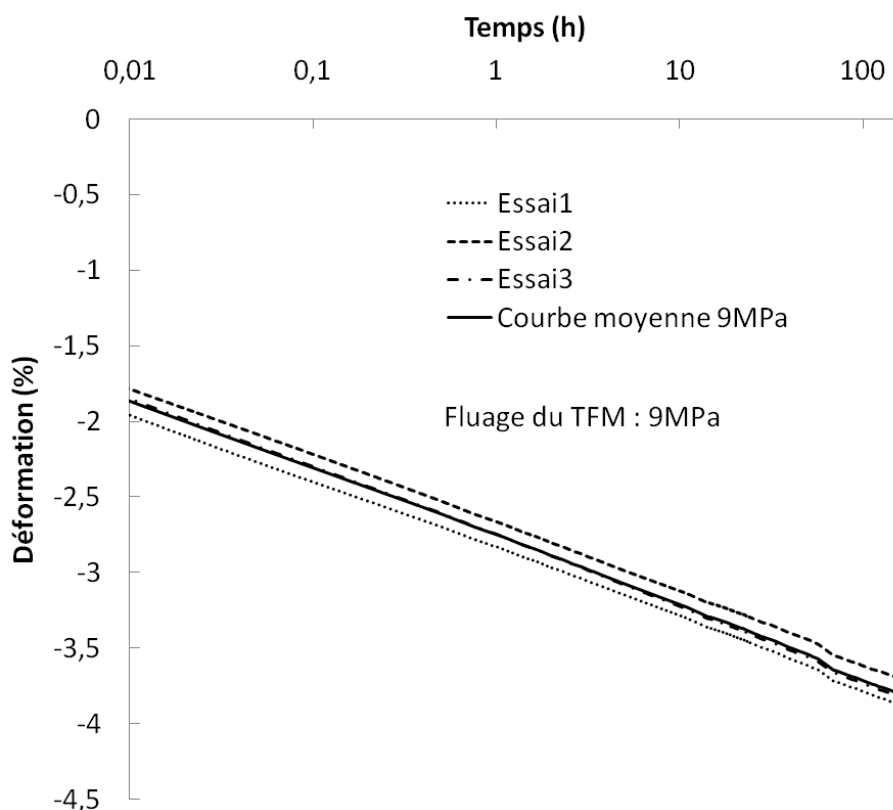


Figure 4.10 Courbes de fluage du TFM sous un niveau de contrainte de 9 MPa. La déformation des trois éprouvettes mesurée par les LVDT est enregistrée au cours du temps. Ce sont ces déformations que l'on voit tracées sur une échelle de temps logarithmique. Ces trois courbes permettent ensuite de tracer une courbe moyenne de fluage.

Nous avons obtenu quatre courbes moyennes de fluage par matériau. Les Figures 4.11a à 4.13a présentent les résultats obtenus sur une échelle de temps logarithmique. On voit dans les Figures 4.11a et 4.12a que le PTFE et le TFM fluent de manière assez importante à température ambiante avec des déformations de plusieurs % entre le début et la fin de la courbe. En contrepartie, le PEEK flue très peu à température ambiante car la déformation reste quasiment constante tout au

long de l'essai (Figure 4.13a). Un matériau est dit viscoélastique linéaire lorsque les histoires de la déformation et de la contrainte sont liées linéairement. Par exemple, si on double l'histoire de la contrainte appliquée, l'histoire de la déformation est censée doubler également. Les Figures 4.11b à 4.13b sont les courbes représentant la déformation divisée par le niveau de contrainte. Pour le PTFE et le TFM (Figure 4.11b et 4.12b), on voit clairement que les matériaux n'ont pas un comportement viscoélastique linéaire car les courbes ne se superposent pas du tout. On remarque tout de même que pour des niveaux de contrainte faibles (2 et 5 MPa), les courbes ont tendance à être un peu plus proches au début de l'essai (surtout pour le TFM). Les courbes de la Figure 4.13b étant bien superposées, cela montre que le PEEK a un comportement qui est viscoélastique linéaire.

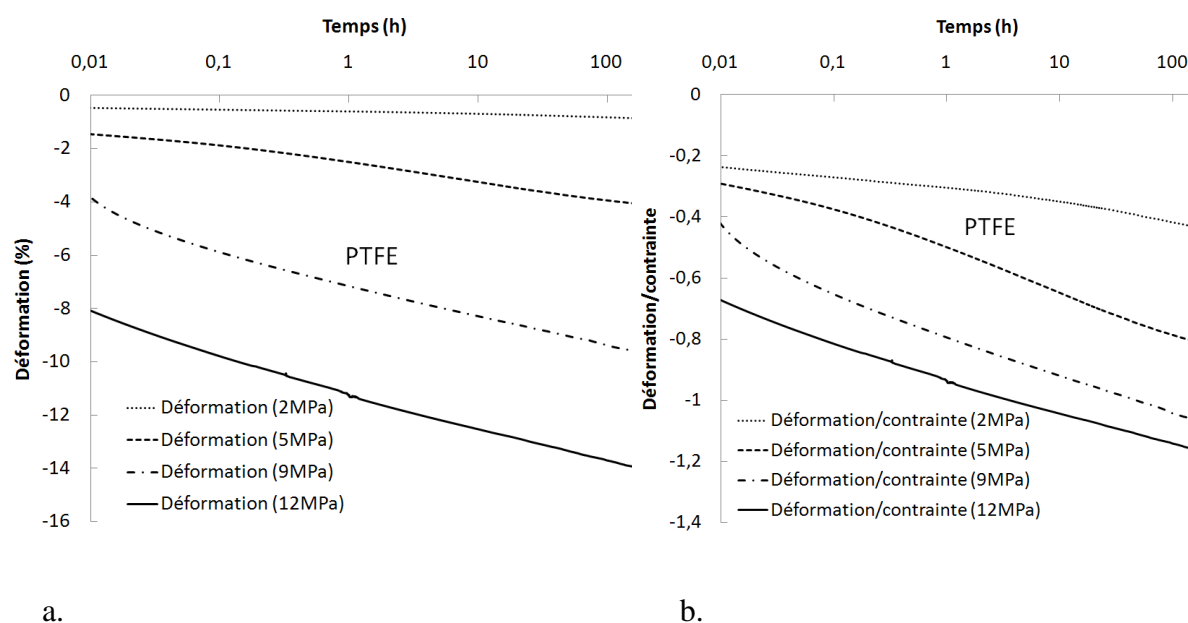


Figure 4.11 Courbes moyennes de fluage du PTFE sous quatre niveaux de contrainte (2, 5, 9 et 12 MPa) et courbes du rapport déformation/contrainte. (a) Superposition des courbes moyennes de fluage en compression. (b) Superposition des courbes du rapport déformation/contrainte.



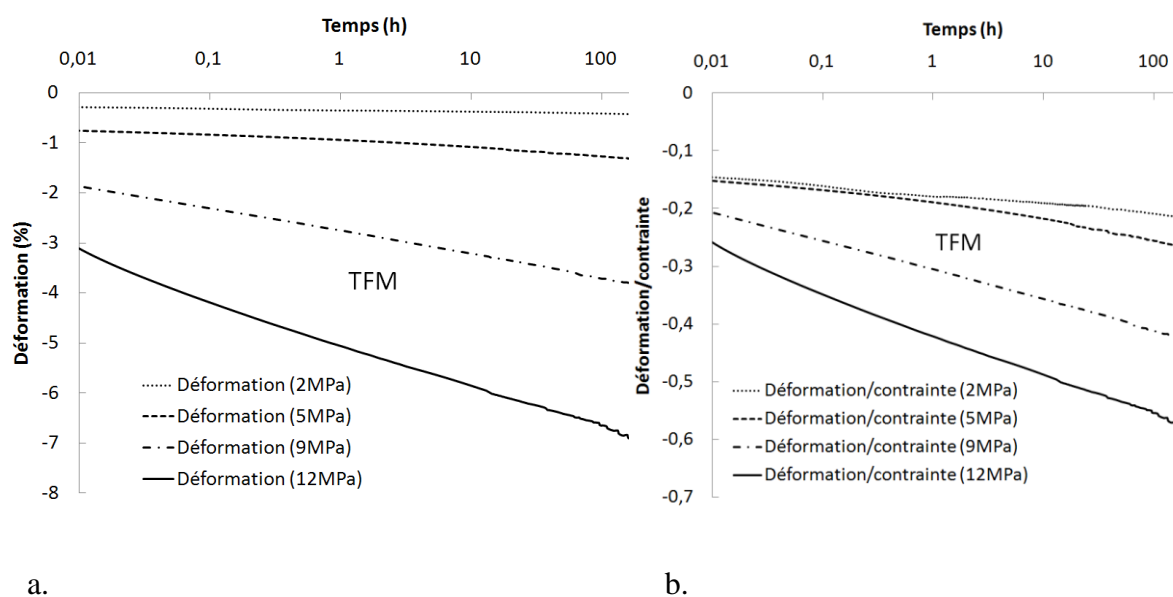


Figure 4.12 Courbes moyennes de fluage du TFM sous quatre niveaux de contrainte (2, 5, 9 et 12 MPa) et courbes du rapport déformation/contrainte. (a) Superposition des courbes moyennes de fluage en compression. (b) Superposition des courbes du rapport déformation/contrainte.

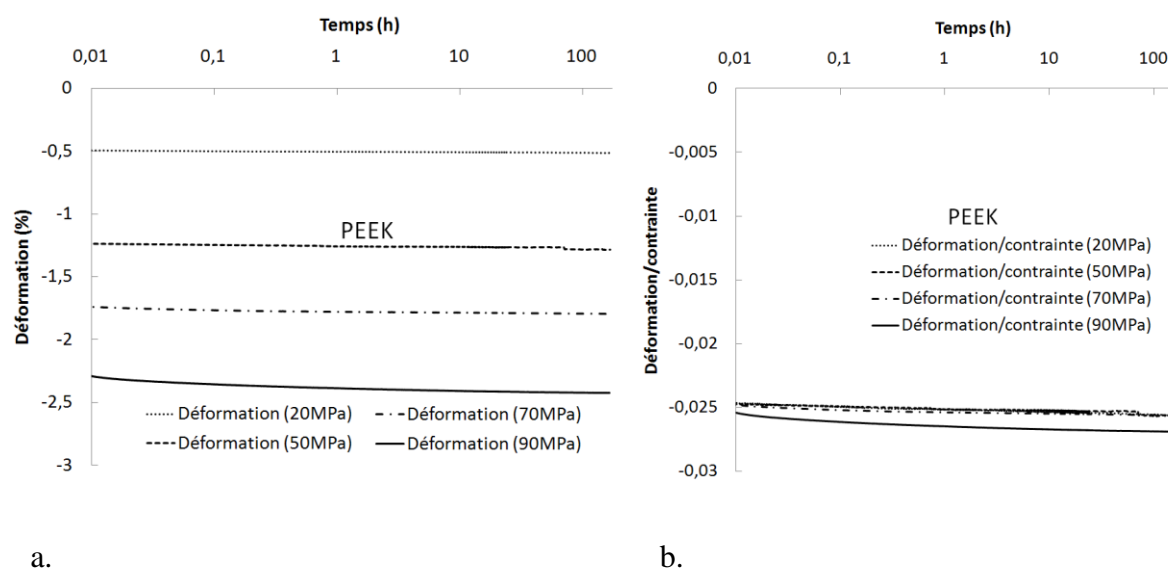


Figure 4.13 Courbes moyennes de fluage du PEEK sous quatre niveaux de contrainte (20, 50, 70 et 90 MPa) et courbes du rapport déformation/contrainte. (a) Superposition des courbes moyennes de fluage en compression. (b) Superposition des courbes du rapport déformation/contrainte.

Le PEEK est donc le seul véritable matériau viscoélastique linéaire, le PTFE et le TFM étant des matériaux viscoélastiques non linéaires. Dans le Chapitre 1, nous avons développé des équations pour définir les matériaux dans le logiciel ANSYS qui sont applicables aux matériaux viscoélastiques linéaires. Ces équations sont donc valides uniquement pour le PEEK. Pour le PTFE et le TFM, nous devons faire quelques restrictions sur les possibilités du modèle. Dans le développement du modèle éléments finis, il faudra choisir les paramètres viscoélastiques issus de la courbe de fluage réalisée au niveau de contrainte le plus proche de celui des contraintes moyennes dans le joint. Par exemple, si les contraintes moyennes rencontrées dans le joint sont de 9 MPa, nous utiliserons les paramètres viscoélastiques issus de la courbe de fluage de 9 MPa pour définir le matériau dans ANSYS. Le développement d'un modèle viscoélastique non linéaire sort du cadre de ce travail.

#### 4.2.2 Détermination des paramètres viscoélastiques

Les paramètres viscoélastiques sont déduits des essais de fluage. Nous avons déterminé à partir de chaque courbe moyenne de fluage les couples  $(\alpha_i^G, \tau_i^G)$  et  $(\alpha_i^K, \tau_i^K)$  nécessaires à la définition d'un matériau viscoélastique linéaire dans ANSYS. Ces couples  $(\alpha_i^G, \tau_i^G)$  et  $(\alpha_i^K, \tau_i^K)$  présentés à l'équation (1.14) et (1.15) étant respectivement les modules relatifs et les temps caractéristiques du module de cisaillement  $G(t)$  et du module de compressibilité  $K(t)$ . Tous les essais de fluage ont été traités avec le logiciel mathématique Wolfram Mathematica 6.0.

Nous avons vu au Chapitre 1 que les essais de fluage permettaient de calculer la complaisance  $D(t)$  par l'équation (1.1). La complaisance peut être exprimée sous forme de spectre discret de retardation présenté en (1.4). Ce spectre est défini par un nombre arbitraire  $n_l$  de couples  $(D_i, \tau_i)$  en plus du terme élastique  $D_0$ . Nous avons choisi un nombre de 4 couples  $(D_i, \tau_i)$ . Les temps caractéristiques  $\tau_1, \tau_2, \tau_3$  et  $\tau_4$  ont été choisis de manière logarithmique car c'est dans les premiers instants que la courbe est la moins stable et donc que l'on a besoin de plus de termes pour la définir. Les essais ayant une durée d'environ 168 heures, nous avons choisi les valeurs 0.1, 1, 10 et 100 h comme temps caractéristiques pour tous les essais.

Les temps caractéristiques  $\tau_i$  étant fixés, nous avons utilisé le logiciel Wolfram Mathematica 6.0 pour déterminer les meilleurs  $D_i$  afin de minimiser l'erreur entre les valeurs expérimentales de  $D(t)$  et la forme spectrale que nous appellerons  $D_{spec}(t)$ . L'erreur a été définie de la manière suivante :

$$Erreur^2 = \sum_{j=1}^{n_j} \left( D_{spec}(t_j) - D(t_j) \right)^2 \quad (4.6)$$

Le nombre  $n_j$  est le nombre de point enregistré lors de l'essai de fluage. L'erreur est donc la somme des différences entre la fonction que l'on essaye de déterminer et les valeurs expérimentales de  $D(t)$  évaluées pour tous les temps  $t_j$  où il y a eu un enregistrement. Il faut maintenant déterminer les termes  $D_0$ ,  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$  et  $D_4$  qui font que l'erreur soit minimale, ce qui implique que la fonction d'approximation  $D_{spec}(t)$  sera au plus proche des valeurs expérimentales. Nous avons vu dans le Chapitre 1 que les termes  $D_i$  devaient tous être positifs afin de ne pas violer les principes de la TMC. La fonction d'approximation  $D_{spec}(t)$  a donc été définie comme :

$$D_{spec}(t) = d_0^2 + d_1^2 \left[ 1 - \exp\left(\frac{-t}{\tau_1}\right) \right] + d_2^2 \left[ 1 - \exp\left(\frac{-t}{\tau_2}\right) \right] + d_3^2 \left[ 1 - \exp\left(\frac{-t}{\tau_3}\right) \right] + d_4^2 \left[ 1 - \exp\left(\frac{-t}{\tau_4}\right) \right] \quad (4.7)$$

avec :

$$D_i = d_i^2 \quad (4.8)$$

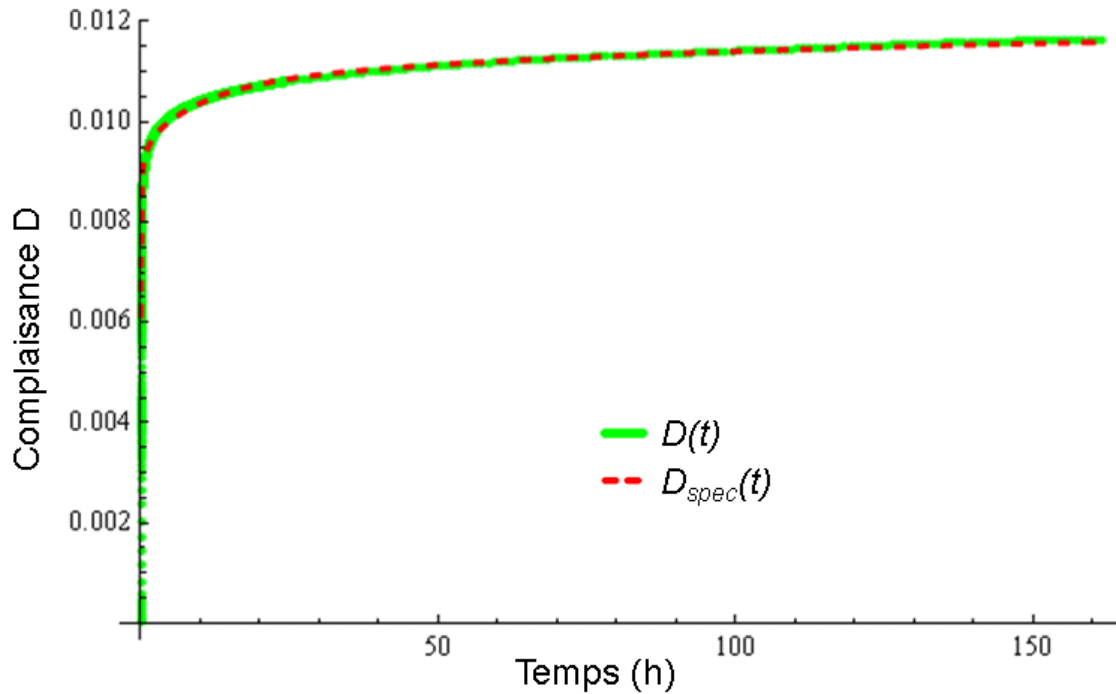


Figure 4.14 Comparaison de la courbe de complaisance obtenue expérimentalement  $D(t)$  avec la courbe du spectre discret de relaxation  $D_{spec}(t)$  déduit par la méthode des moindres carrés.

Ce changement de variable permet de garantir la positivité des  $D_i$ . L'algorithme NMINIMIZE de Mathematica a été utilisé pour déterminer les  $d_i$ . Les courbes de  $D(t)$  et de  $D_{spec}(t)$  ont été tracées sur le même graphique à la Figure 4.14 dans le cas du PTFE soumis à une contrainte de 12 MPa. On voit que les courbes se superposent parfaitement une fois que les termes  $d_i$  ont été trouvés.

Une fois le spectre de complaisance défini, il est relativement aisé de remonter au module de cisaillement  $G(t)$  et au module de compressibilité  $K(t)$ .  $G(t)$  et  $K(t)$  sont reliés au module de relaxation  $E(t)$  par les équations (1.18) et (1.19). Nous avons donc commencé par déterminer  $E(t)$  à partir de  $D_{spec}(t)$  en utilisant la relation (1.13) faisant intervenir la transformée de Laplace. Nous avons ainsi pu utiliser les équations (1.18) et (1.19) qui font également intervenir le coefficient de Poisson  $\nu$  (que nous avons supposé constant au cours du fluage). Nous avons donc utilisé le coefficient de Poisson déterminé par les essais en compression pour chaque matériau. Une fois ces étapes complétées, nous sommes arrivés à des expressions de  $G(t)$  et de  $K(t)$  sous les mêmes formes que présentées à la première ligne des équations (1.14) et (1.15). Nous avons donc divisé  $G(t)$  et  $K(t)$  respectivement par  $G(0)$  et  $K(0)$  pour calculer les modules relatifs  $\alpha_i^G$  et  $\alpha_i^K$ . Il nous a suffi ensuite de relever les 4 couples  $(\alpha_i^G, \tau_i^G)$  et  $(\alpha_i^K, \tau_i^K)$  qui servent à définir le matériau viscoélastique dans ANSYS. Du fait que  $G(t)$  et  $K(t)$  ont été tous deux déduits à partir de  $E(t)$ , les valeurs de  $(\alpha_i^G, \tau_i^G)$  et  $(\alpha_i^K, \tau_i^K)$  sont identiques.

### **4.3 Comparaison des paramètres viscoélastiques déduits des essais de fluage avec ceux déduits des essais de compression.**

Les paramètres viscoélastiques ont été déduits à partir des essais de fluage, cependant nous avons vu dans le Chapitre 1 que les paramètres viscoélastiques peuvent être déduits de n'importe quel essai mécanique du moment que l'on connaît l'histoire de contrainte et de déformation. Dans cette partie, nous allons utiliser les résultats des essais de compression pour remonter aux paramètres viscoélastiques et les comparer avec ceux déjà obtenus.

Nous avons vu à l'équation (1.6) que la contrainte était liée à la déformation par le module de relaxation  $E(t)$ . Les relations de viscoélasticité linéaire ne sont valables que lorsque les contraintes sont inférieures à la limite élastique. Pour cette raison nous avons étudié les courbes de compression que pour des contraintes assez faibles, environ 70 % de la contrainte élastique

trouvée dans la littérature. Nous avons défini le spectre discret de relaxation présenté en (1.5) avec 4 couples  $(E_i, \lambda_i)$ . Les temps caractéristiques  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  et  $\lambda_4$  ont été choisis arbitrairement mais espacés de manière quasi logarithmique sur le temps que dure l'essai de compression. Par exemple, pour les essais de compression à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s qui dure environ 2 h, nous avons choisi des temps caractéristiques de 0.01, 0.1, 0.5 et 2 h. Pour la même raison du respect de la TMC présenté auparavant, nous avons exprimé  $E_{spec}(t)$  de la manière suivante :

$$E_{spec}(t) = e_1^2 \left[ \exp\left(\frac{-t}{\lambda_1}\right) \right] + e_2^2 \left[ \exp\left(\frac{-t}{\lambda_2}\right) \right] + e_3^2 \left[ \exp\left(\frac{-t}{\lambda_3}\right) \right] + e_4^2 \left[ \exp\left(\frac{-t}{\lambda_4}\right) \right] + e_\infty^2 \quad (4.9)$$

avec :

$$E_i = e_i^2 \quad (4.10)$$

Les essais de compression ont été effectués à un taux de déformation constant  $\varepsilon_0$ . Lorsque l'on utilise l'équation du module de relaxation  $E_{spec}(t)$  donnée en (4.9) dans l'équation du spectre discret de relaxation donné en (1.5), on obtient l'équation suivante :

$$\sigma_{spec}(t) = \dot{\varepsilon}_0 e_\infty^2 t + \dot{\varepsilon}_0 \sum_{i=1}^4 \lambda_i e_i^2 \left[ 1 - \exp\left(\frac{-t}{\lambda_i}\right) \right] \quad (4.11)$$

Cette fois-ci, l'erreur est définie entre la contrainte  $\sigma_{spec}(t)$  et la contrainte réelle mesurée à tous les temps  $t_j$ . Cela nous donne l'équation suivante :

$$Erreur^2 = \sum_{j=1}^{n_j} \left( \sigma_{spec}(t_j) - \sigma(t_j) \right)^2 \quad (4.12)$$

Nous utilisons ensuite le logiciel Mathematica pour trouver les termes  $e_i$  qui minimisent l'erreur. Nous avons tracé sur un même graphique la courbe de la contrainte mesurée  $\sigma(t)$  et celle de la contrainte  $\sigma_{spec}(t)$  une fois que les  $e_i$  ont été trouvés. On voit sur la Figure 4.15 que pour le cas du PTFE soumis à un taux de déformation de  $6.2 \times 10^{-6}$  /s les courbes se superposent très bien.

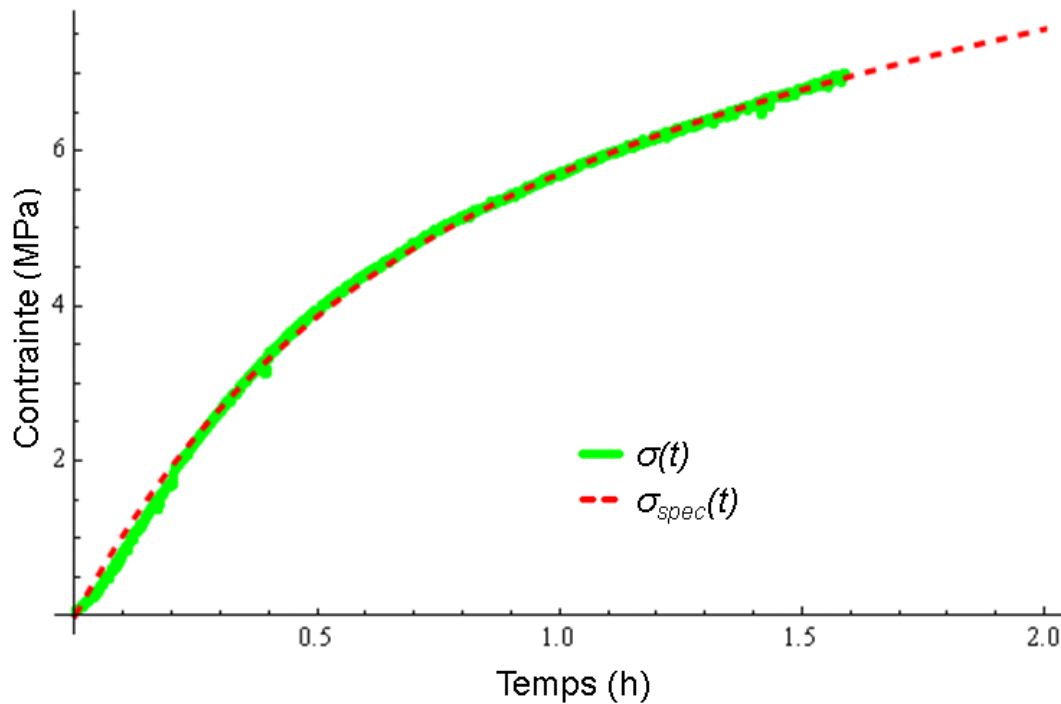


Figure 4.15 Comparaison de la courbe de contrainte obtenue expérimentalement  $\sigma(t)$  avec la courbe  $\sigma_{spec}(t)$  déduit par la méthode des moindres carrés.

Que ce soit à partir des essais de fluage ou des essais de compression, nous avons vu que nous sommes arrivés à déduire les paramètres viscoélastiques, notamment le module de relaxation  $E(t)$ . Nous avons donc comparé les courbes du module de relaxation trouvées pour chaque niveau de contrainte en fluage avec celle trouvée pour les essais de compression au taux de déformation  $6.2 \times 10^{-6}$  /s qui a une durée d'environ 2h (taux de déformation le plus lent). Les courbes de fluage ont déjà été étudiées mais les temps caractéristiques ont été répartis sur le temps total de l'essai qui est d'une semaine. Ce qui nous intéresse maintenant est de comparer les quelques premières heures. Nous avons donc cherché une nouvelle expression du module de relaxation évaluée sur seulement les 4 premières heures pour chaque essai de fluage avec des temps caractéristiques plus courts (0.01, 0.1, 0.5 et 3 h). Les résultats de la comparaison des courbes de relaxation des essais de fluage et de l'essai de compression sont présentés de la Figure 4.16 à 4.18.

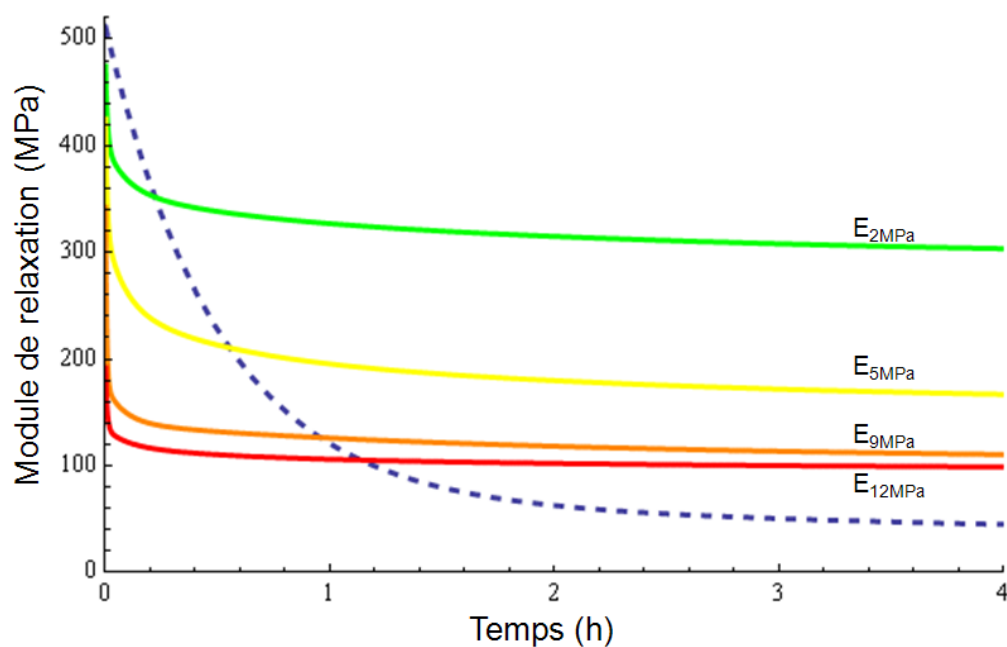


Figure 4.16 Comparaison du module de relaxation du PTFE obtenu avec les essais de compression avec ceux obtenus avec les essais de fluage. Le module de relaxation des essais de compression est représenté en trait pointillé.

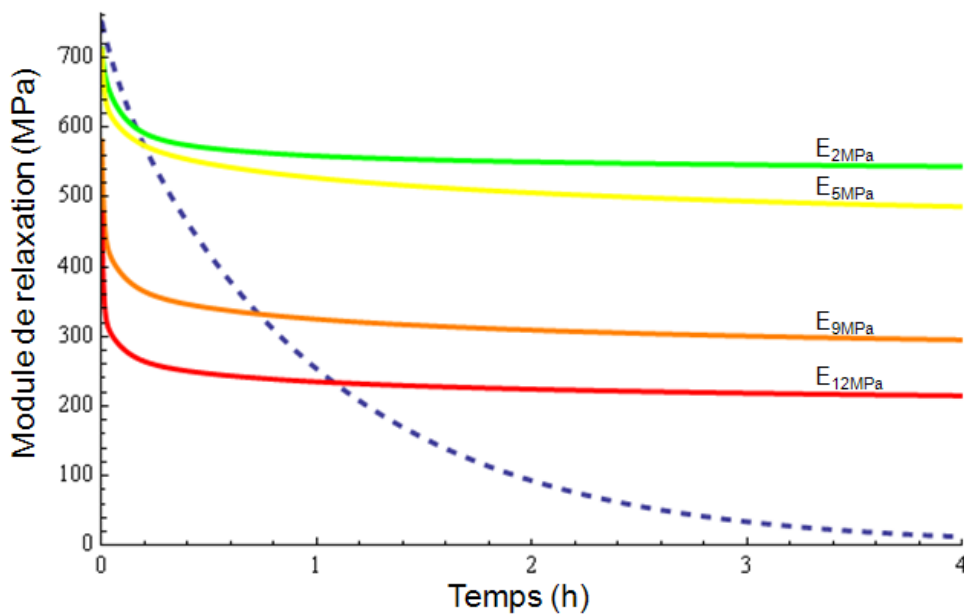


Figure 4.17 Comparaison du module de relaxation du TFM obtenu avec les essais de compression avec ceux obtenus avec les essais de fluage. Le module de relaxation des essais de compression est représenté en trait pointillé.

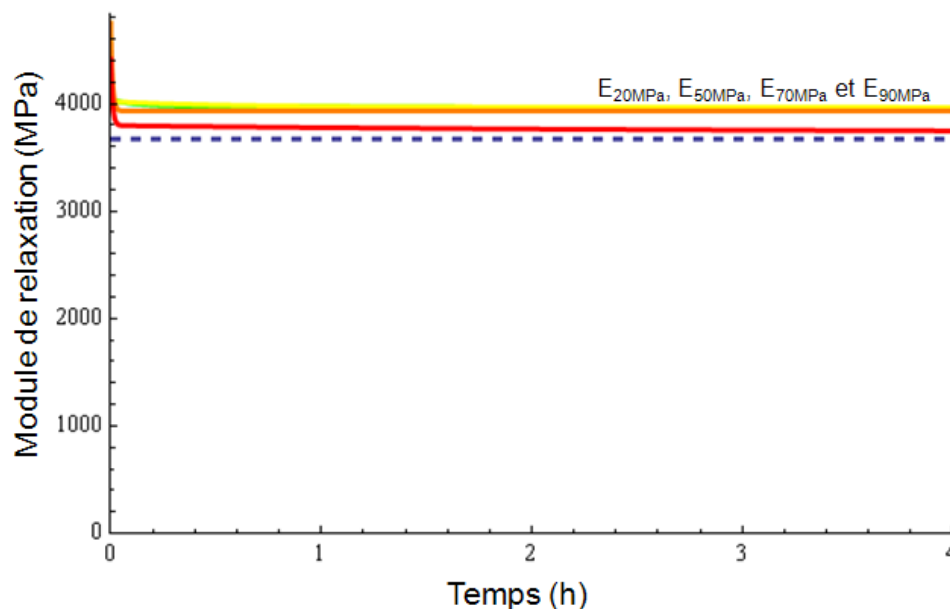


Figure 4.18 Comparaison du module de relaxation du PEEK obtenu avec les essais de compression avec ceux obtenus avec les essais de fluage. Le module de relaxation des essais de compression est représenté en trait pointillé.

On remarque sur les Figures 4.16 et 4.17 que pour le PTFE et le TFM, la courbe du module de relaxation obtenue par un essai de compression ne se superpose à aucune des courbes de module obtenues par les essais de fluage. Pour le PEEK en revanche, à la Figure 4.18 les courbes du module de l'essai de compression et de l'essai de fluage sont très proches. Le but de cette comparaison était de voir si on pouvait par deux essais différents retrouver les mêmes propriétés viscoélastiques pour un même matériau. Nous avons vu que le PTFE et le TFM étaient viscoélastiques non linéaires, c'est-à-dire que la réponse du matériau dépend grandement du niveau de contrainte auquel il est soumis. Lors d'un essai de compression à taux de déformation constant, le matériau passe successivement par différents niveaux de contrainte ce qui pourrait expliquer le fait que la courbe du module de relaxation de compression traverse toutes les courbes des essais de fluage. Pour le PEEK qui est viscoélastique linéaire, les courbes du module de relaxation sont toutes très proches les unes des autres. Les formules présentées n'étant valables que pour les matériaux viscoélastiques linéaires, il est normal que la superposition des courbes du module de relaxation soit bonne pour le PEEK et pas pour les deux autres matériaux.



## CHAPITRE 5 DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE ÉLÉMENTS FINIS

### 5.1 Modélisation d'un matériau viscoélastique

Nous avons vu au Chapitre 4 la détermination des paramètres nécessaires au logiciel ANSYS pour définir un matériau viscoélastique. Il s'agissait des couples  $(\alpha_i^G, \tau_i^G)$  et  $(\alpha_i^K, \tau_i^K)$  que nous avons déterminés pour chaque matériau pour quatre niveaux de contrainte en fluage. Avant d'entrer ces paramètres, il faut tout d'abord entrer les constantes élastiques du matériau, c'est-à-dire le module d'Young et le coefficient de Poisson  $\nu$  que nous avons supposé constant au cours du temps. Les paramètres viscoélastiques à entrer dans ANSYS ayant été calculé à partir de la valeur de  $G_0$  (équation 1.16), nous devons calculer  $E_{spec}(0)$  dans Mathematica et entrer cette valeur comme étant le module d'Young. Nous avons utilisé les fonctions EX et PRXY pour rentrer le module d'Young et le coefficient de Poisson dans ANSYS.

### 5.2 Comparaison avec les essais de fluage

Afin de s'assurer que les étapes de détermination des coefficients viscoélastiques ont été réalisées correctement, nous avons voulu retrouver la courbe de la déformation d'un essai de fluage par la simulation. Pour cela, nous avons construit un premier modèle éléments finis simulant un essai de fluage parfait. Les éprouvettes étant cylindriques, nous avons pu construire un modèle axisymétrique. Nous avons modélisé la moitié de l'éprouvette en 2D comme présenté à la Figure 5.1. L'aire a été maillée avec des éléments de type rectangulaire à 8 nœuds (PLANE 183). Durant la compression des éprouvettes, les extrémités sont supposées glisser parfaitement sur les plateaux de compression, nous n'avons donc pas contraint les nœuds des extrémités en X. Cependant, les nœuds du haut ont été fixés en Y et les nœuds du bas sont soumis à une pression. Cette pression est égale au niveau de contrainte auquel l'essai de fluage a été réalisé.

Nous avons appliqué cette pression sur une durée simulée de 100 heures. Nous avons ensuite comparé les points du déplacement donné par la solution avec le déplacement théorique  $Dép(t)$  calculé avec Mathematica selon la formule :

$$Dép(t) = \sigma \times D_{spec}(t) \times Lg \quad (5.1)$$

$\sigma$  étant la contrainte de l'essai de fluage,  $D_{spec}$  étant la complaisance et  $Lg$  étant la longueur de l'éprouvette. La superposition des points de la solution avec la courbe théorique du déplacement est donnée à la Figure 5.2. On remarque que les points coïncident parfaitement avec la courbe. Cette étape ayant été validée, nous sommes passés à la construction du modèle éléments finis de la vanne d'essai.

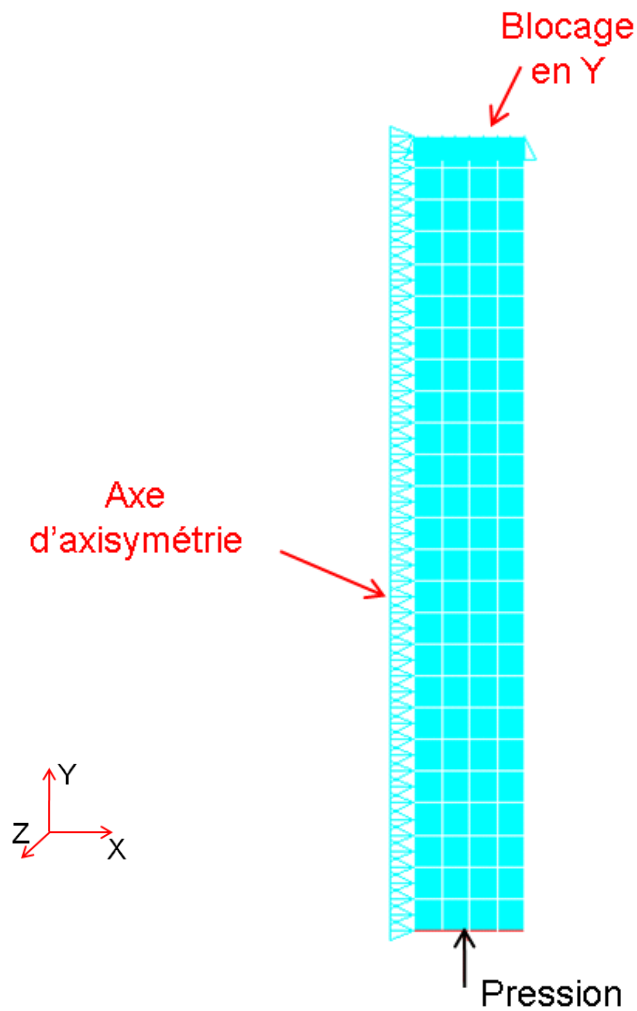


Figure 5.1 Modèle éléments finis axisymétrique de l'essai de fluage. La compression entre deux plateaux d'une éprouvette cylindrique est un problème axisymétrique. L'éprouvette a été maillée avec 100 éléments rectangulaires à 8 nœuds (PLANE 183). La surface du haut est bloquée en Y et on applique une pression sur la surface du bas.

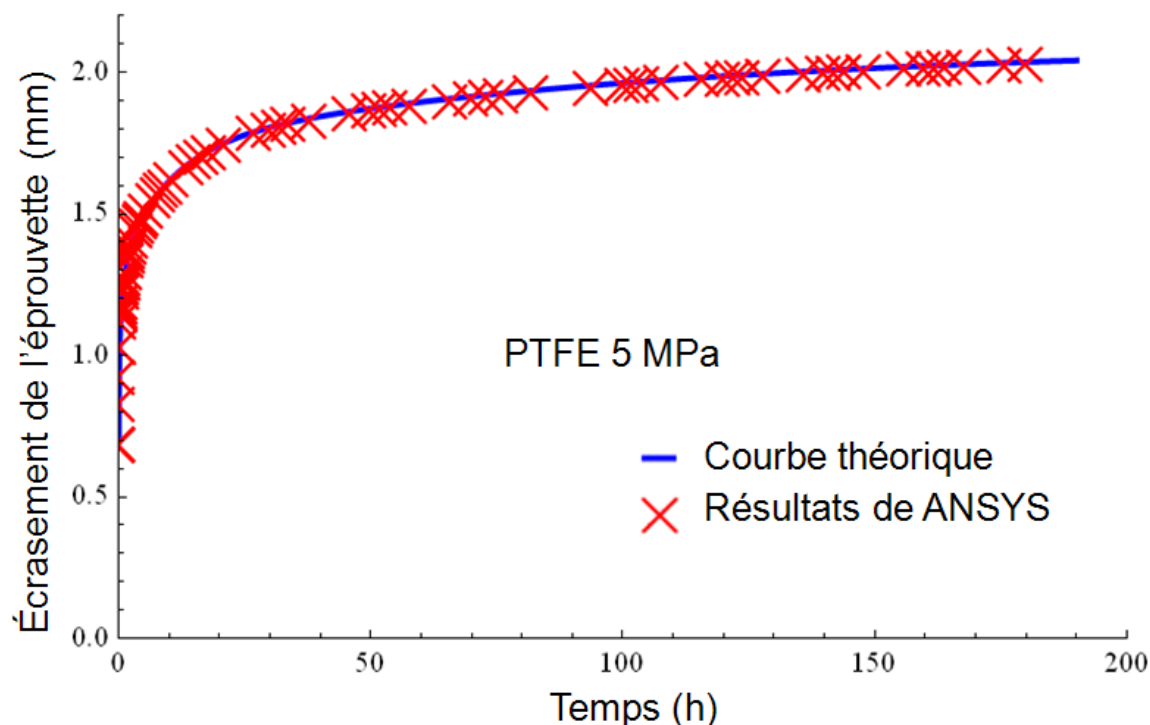


Figure 5.2 Comparaison de la courbe d'écrasement théorique  $Dép(t)$  avec les points de la solution donnés par ANSYS pour une éprouvette de PTFE soumise à une contrainte de 5 MPa. La courbe en trait plein représente l'écrasement théorique et les marqueurs sont les déplacements calculés par ANSYS.

## 5.3 Modélisation des essais effectués sur la vanne

### 5.3.1 Géométrie de la vanne et choix du type de modèle

La vanne utilisée pour les essais sur les joints est le modèle SB-300 présentée au Chapitre 1. Nous voulons étudier uniquement le comportement du joint. Le joint est comprimé entre son logement et la sphère, seuls ces deux éléments sont en contact avec lui.

Les joints présents dans la vanne sont axisymétriques à l'exception des petites encoches visibles à la Figure 1.1b. Dans le modèle développé, nous n'avons pas pris en compte les encoches car leurs dimensions sont très petites. Le logement dans lequel vient s'insérer le joint est également axisymétrique. Lorsque la vanne est en position fermée, le trou de la boule se retrouve perpendiculaire au sens de passage du fluide comme présenté à la Figure 5.3. La boule étant en

acier inoxydable, elle est extrêmement rigide comparée aux joints ce qui nous a permis de l'approximer par une sphère pleine. Il y a un jeu entre le levier et la boule, ce qui fait que la boule est libre dans sa translation vers un joint ou l'autre. Nous avons vu qu'en position fermée, seul le joint écrasé assure l'étanchéité, l'autre joint n'a alors plus d'effet. Ces approximations permettent de ramener le problème au modèle axisymétrique présenté à la Figure 5.4. Il est à noter que la force résultante attribuable à la pression exercée sur une demi-sphère est égale à la force qui est exercée sur un disque de même diamètre que la sphère. Nous avons donc ramené la sphère à une demi-sphère plate sur le dessous. On remarque que le sens de passage du fluide a été mis vertical dans le modèle. Ceci vient du fait que dans ANSYS, l'axe d'axisymétrie doit obligatoirement être l'axe Y.

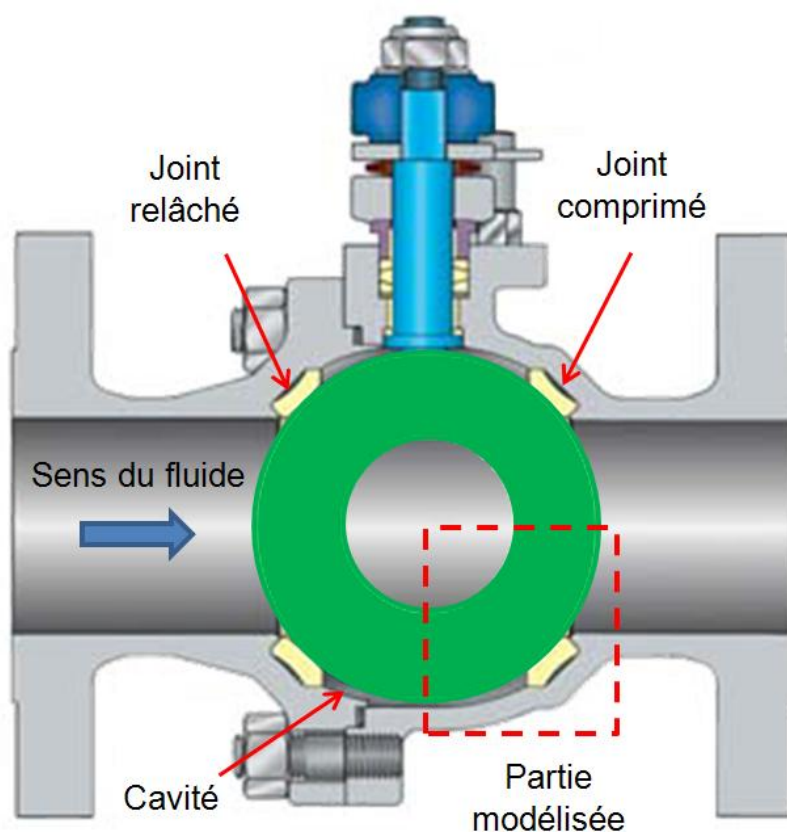


Figure 5.3 Vue en coupe de la vanne SB-300 en position fermée. Lorsque la vanne est position fermée, le joint de gauche est relâché et le joint de droite est comprimé. Le premier joint n'étant plus étanche, la cavité comprise entre les deux joints est également soumise à la pression du fluide.

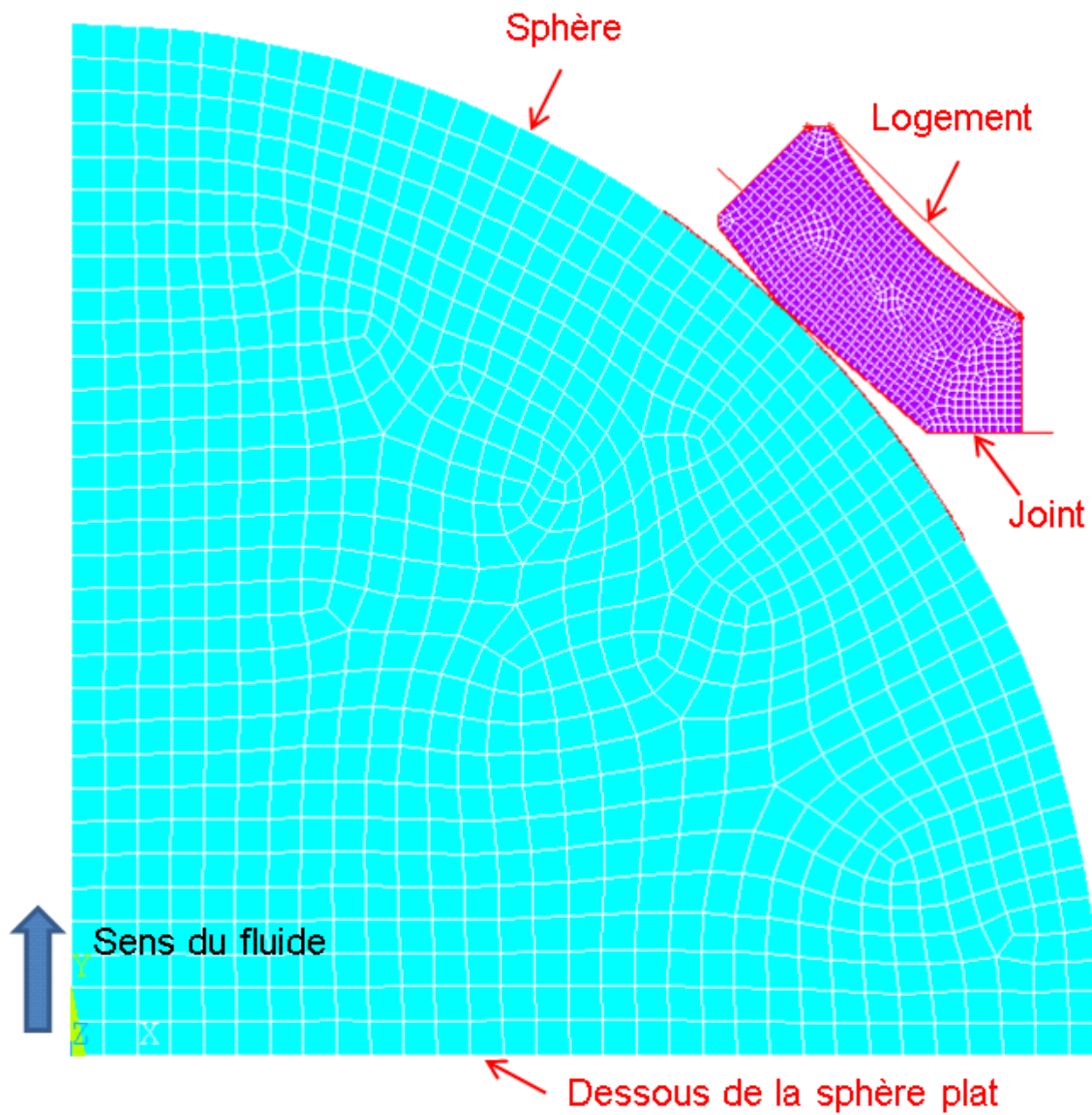


Figure 5.4 Modèle éléments finis axisymétrique de la vanne. Les éléments utilisés pour mailler le joint et la sphère sont des éléments à 8 nœuds (PLANE183).

### 5.3.2 Présentation du maillage et des contraintes sur les différents éléments

Le maillage du joint a été choisi de manière à être le plus précis possible pour le contact entre les différents éléments. Nous avons opté pour des éléments à 8 nœuds PLANE 183. Ce type

d'élément est plus approprié pour le maillage de géométries irrégulières et courbes. Il a été utilisé pour mailler le joint et la sphère et nous avons activé l'option d'axisymétrie de l'élément.

Nous avons ensuite cherché à mailler les paires de contact, celle entre le joint et la sphère et celle entre le joint et le logement. Chaque paire de contact est définie par une surface « contact » et une surface « cible ». Le choix de la surface « contact » ou « cible » dépend de différents critères. Une surface est « cible » si :

1. Une surface convexe (contact) est susceptible de pénétrer une surface plane ou concave.
2. Son maillage est plus grossier que l'autre surface.
3. La dureté de cette surface est plus grande.
4. Cette surface est considérablement plus grande que l'autre surface.

La sphère et la cavité ont été considérées comme des surfaces rigides. Dans ce cas, c'est toujours la partie rigide qui est considérée comme « cible ». Nous avons donc un premier couple de contact entre la partie avant du joint qui joue le rôle de « contact » et la sphère qui est considérée comme « cible » rigide. L'autre couple est constitué de la partie arrière du joint toujours en tant que « contact » et la cavité comme « cible ». Les éléments choisis ont été CONTA172 pour les surfaces de contact et TARGE179 pour les surfaces cibles. Ces éléments adoptent la même géométrie que les éléments solides sur lesquels ils sont accrochés. Dans notre cas, cela indique que le nombre d'éléments de contact sera égal au nombre d'éléments PLANE183 constituant la surface de la sphère et du joint. Les tailles des éléments du joint et de la sphère ont été choisies de manière à ce que si on réduit leurs tailles par 2, la solution change de moins de 1 %.

Comme le logement est considéré comme rigide et immobile, nous l'avons donc bloqué dans toutes les directions. La sphère étant axisymétrique et pleine, nous avons mis une condition de symétrie au niveau de l'axe d'axisymétrie afin de garantir qu'il n'y ait pas un déplacement des nœuds sur X.

### **5.3.3 Chargement du modèle et solution**

Nous avons vu que le joint est comprimé sous l'effet de la pression qui agit dans la vanne. Nous avons également vu que seul le joint comprimé arrête le fluide, l'autre joint laisse passer le fluide et la pression est donc présente dans la cavité centrale entre les deux joints. Le point d'étanchéité

entre le joint et la sphère se fait initialement au niveau de l'arête du joint. Entre le joint et le logement, ce point d'étanchéité se fait dans la partie supérieure. Cela implique que la pression est présente sur toutes les faces du joint comprises entre ces deux points de contact. Elle est également présente sur la surface de la sphère jusqu'au point d'étanchéité. On observe sur la Figure 5.5 les surfaces sur lesquelles la pression est exercée dans ce modèle.

Ce modèle permet d'entrer une histoire chargement en pression et observer le déplacement de la sphère au cours du temps ainsi que les contraintes agissant dans le joint. Cependant, il faut tout d'abord que le contact soit détecté et s'établisse entre les différentes surfaces de contact. Pour cela, nous avons inclus un petit déplacement initial de la sphère pendant un temps très court. Une fois le contact établi, nous pouvons ensuite appliquer les cycles de pression désirés. Afin de valider ce modèle, nous voulons comparer les résultats de la simulation avec le déplacement de la sphère enregistré au cours des essais effectués par VELAN sur leurs vannes. Nous avons donc programmé une histoire de chargement identique dans ANSYS à celle utilisée lors des essais. Il s'agissait de cycles de pression de 4 h à la pression maximale autorisée pour cette vanne ( $P_{max} = 5.1$  MPa) et de 4 h à une pression nulle. Le passage de la pression nulle à la pression maximale s'effectue en quelques secondes. Les essais complets comportent une vingtaine de cycles de 8 h mais nous n'avons comparé que les 5 premiers cycles dans un premier temps car ils nous permettent déjà de juger de la validité du modèle. Nous disposons de deux essais pour le PTFE et de deux autres essais pour le TFM avec la géométrie standard du joint. Nous avons également un essai pour le PTFE et deux essais pour le TFM avec la géométrie CPR. Aucun essai n'a été effectué pour le PEEK.

Nous avons utilisé le mode TRANSIENT pour calculer les solutions car ce mode permet de prendre en compte les changements de chargement au cours du temps contrairement au mode STATIC. Le passage de la pression nulle à la pression maximale et vice-versa a été modélisé par une rampe de pression d'environ 30 s. Le nombre de LOADSTEP est d'environ 40 pour chaque cycle de 8 h. Seul 4 LOADSTEP auraient pu suffire pour définir chaque cycle (rampe, plateau  $P_{max}$ , rampe, plateau  $P = 0$ ) mais il était préférable d'avoir plus de LOADSTEP pour mieux suivre l'évolution de la solution car un message s'affiche à chaque fois que la solution d'un LOADSTEP est trouvée.

Nous n'avons pas simulé une pression minimale nulle mais plutôt de 0.005 MPa car nous voulions que le contact ne se perde pas entre les différents éléments. De plus, cette pression exerce un effort sur le joint de l'ordre de grandeur du poids de la sphère en considérant qu'elle est en acier.

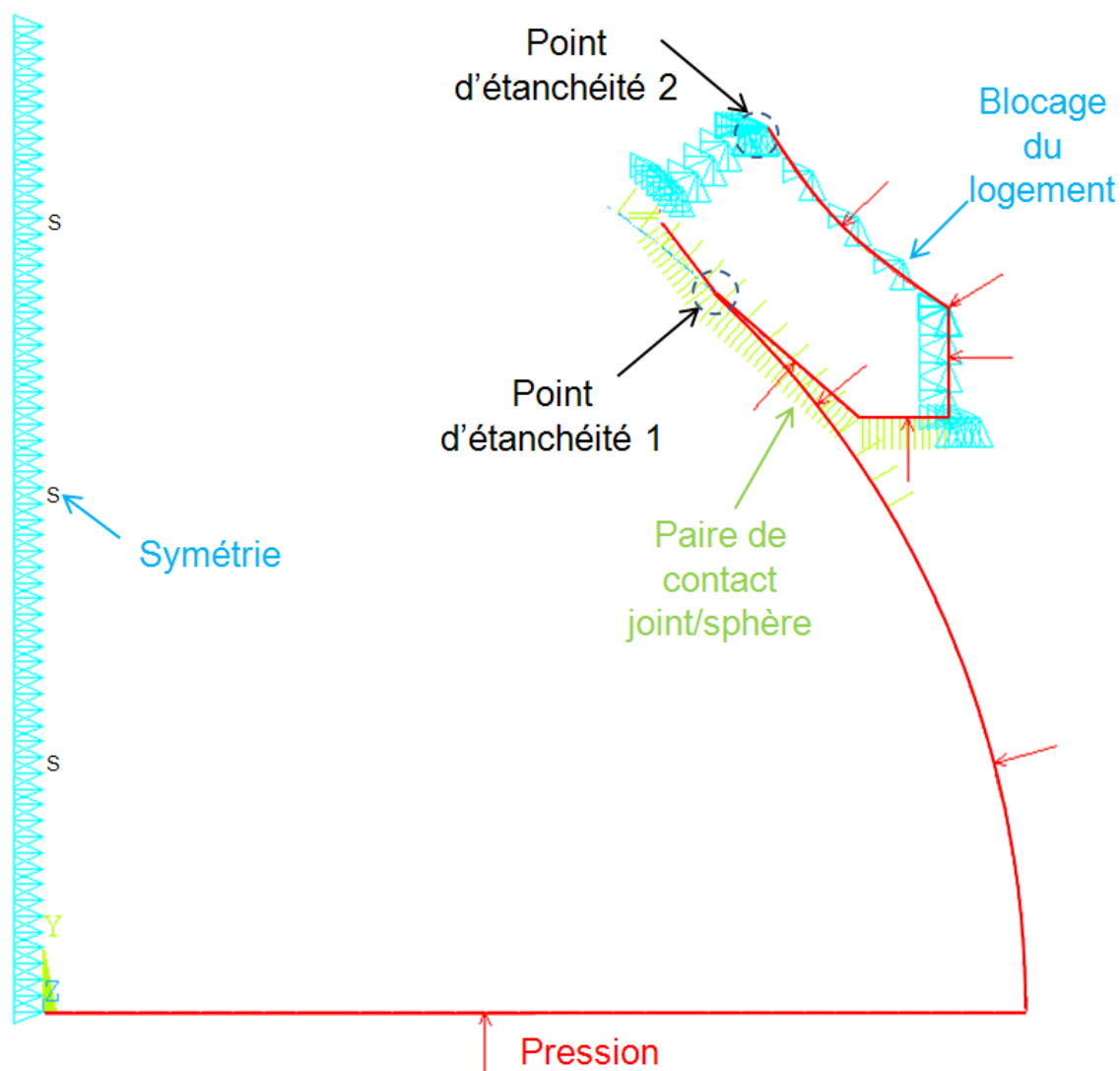


Figure 5.5 Chargement et contraintes appliqués au modèle éléments finis axisymétrique de la vanne. Les surfaces en rouge marquées d'une flèche représentent les surfaces sur lesquelles la pression va être exercée. Les surfaces marquées de traits verts représentent la paire de contact entre le joint et la sphère. L'autre paire de contact n'est pas représentée ici. Les triangles bleus sur le logement montrent qu'il a été bloqué dans les directions X et Y. Les triangles bleus marqués d'un S représentent la condition de symétrie autour de l'axe Y.



### 5.3.4 Résultats et comparaison

Les résultats du modèle sont comparés aux essais expérimentaux effectués par VELAN sur des joints testés dans un montage d'essai. La Figure 5.6 présente la superposition des courbes obtenues pour des joints en PTFE et TFM. On remarque une différence d'environ 5 % entre deux essais sur un même matériau. Les deux essais de chaque matériau nous permettent de calculer des courbes moyennes présentées aux Figures 5.7 et 5.8. Ces courbes sont en accord avec les observations faites sur ces deux matériaux, à savoir que le TFM semble plus rigide et fluer moins. On observe aussi que le retour de la sphère après le premier cycle est beaucoup moins important que le déplacement initial. Ceci implique qu'il y a de la plasticité dans le joint sous une telle pression.

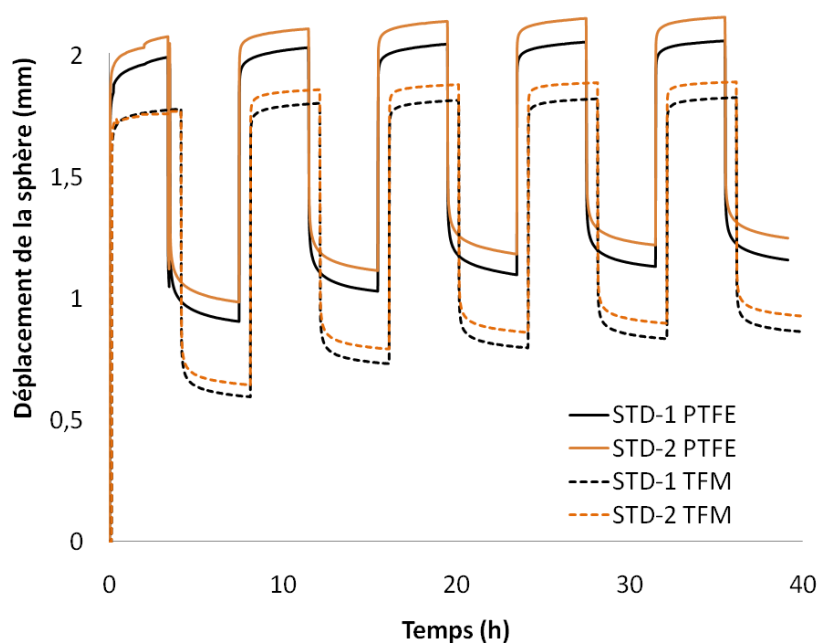


Figure 5.6 Superposition des courbes d'essais de joints en PTFE et en TFM soumis à des cycles de pression. Les deux courbes en traits pleins représentent le déplacement de la sphère pour des joints en PTFE. Les deux courbes en traits pointillés représentent le déplacement de la sphère pour des joints en TFM. Les cycles durent 8 h (4 h à  $P_{max}$  et 4 h à  $P = 0.005$  MPa). La variation entre les déplacements enregistrés pour deux joints d'un même matériau est de l'ordre de 5 %. On observe un retour de la sphère beaucoup moins important que le déplacement initial lors du premier cycle ce qui implique que de la plasticité apparaît.

Afin de comparer nos résultats, nous avons calculé avec le modèle éléments finis les 5 premiers cycles pour chaque matériau et pour chaque niveau de contrainte (4 niveaux de contrainte par matériau). Nous avons ensuite comparé le déplacement de la sphère issu des résultats des simulations avec la moyenne des essais réels effectués par VELAN déjà présentés à la Figure 5.6. On peut voir la superposition des courbes aux Figures 5.7 et 5.8.

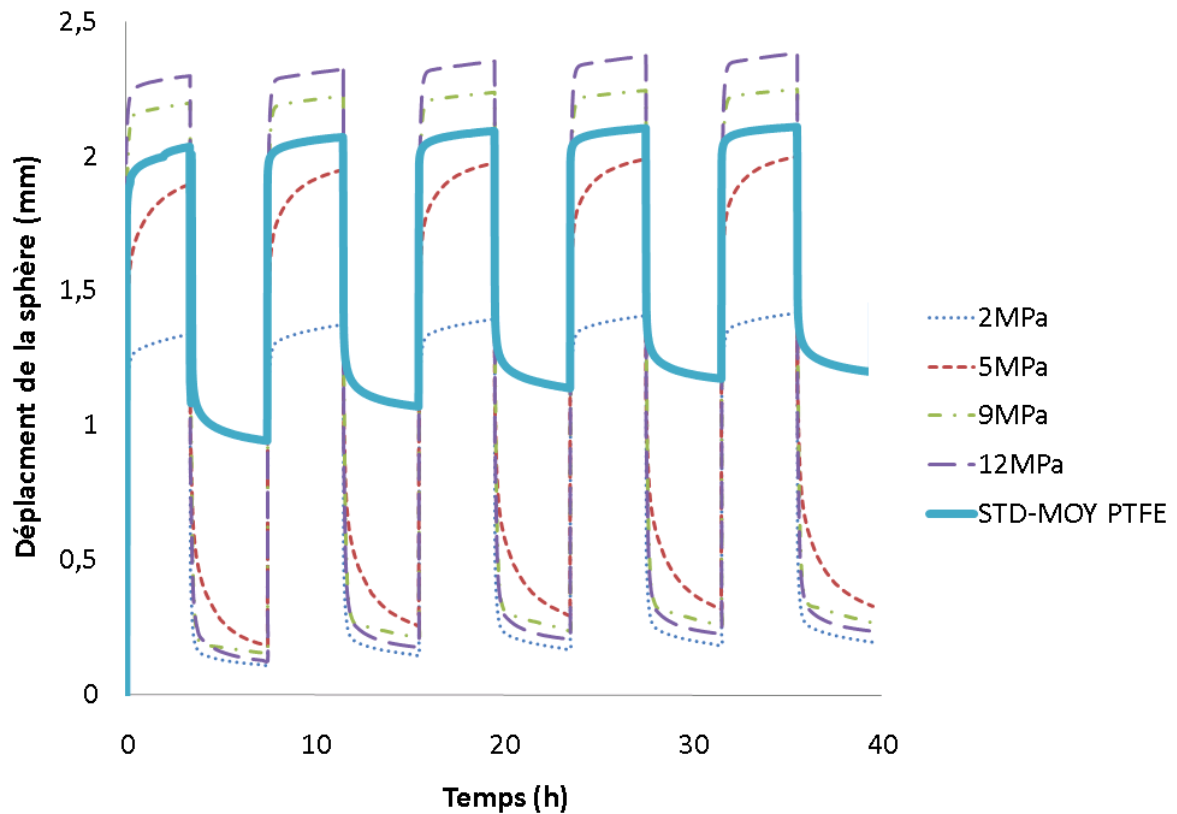


Figure 5.7 Superposition des courbes de simulation du PTFE avec les essais expérimentaux réalisés par VELAN. La courbe en trait plein représente le déplacement moyen de la sphère durant les essais suite à l'application de cycles de pression de 8 h (4 h à  $P_{max}$  et 4 h à pression nulle). Les courbes pointillées sont les résultats des simulations pour les quatre définitions différentes du PTFE issues des essais de fluage.

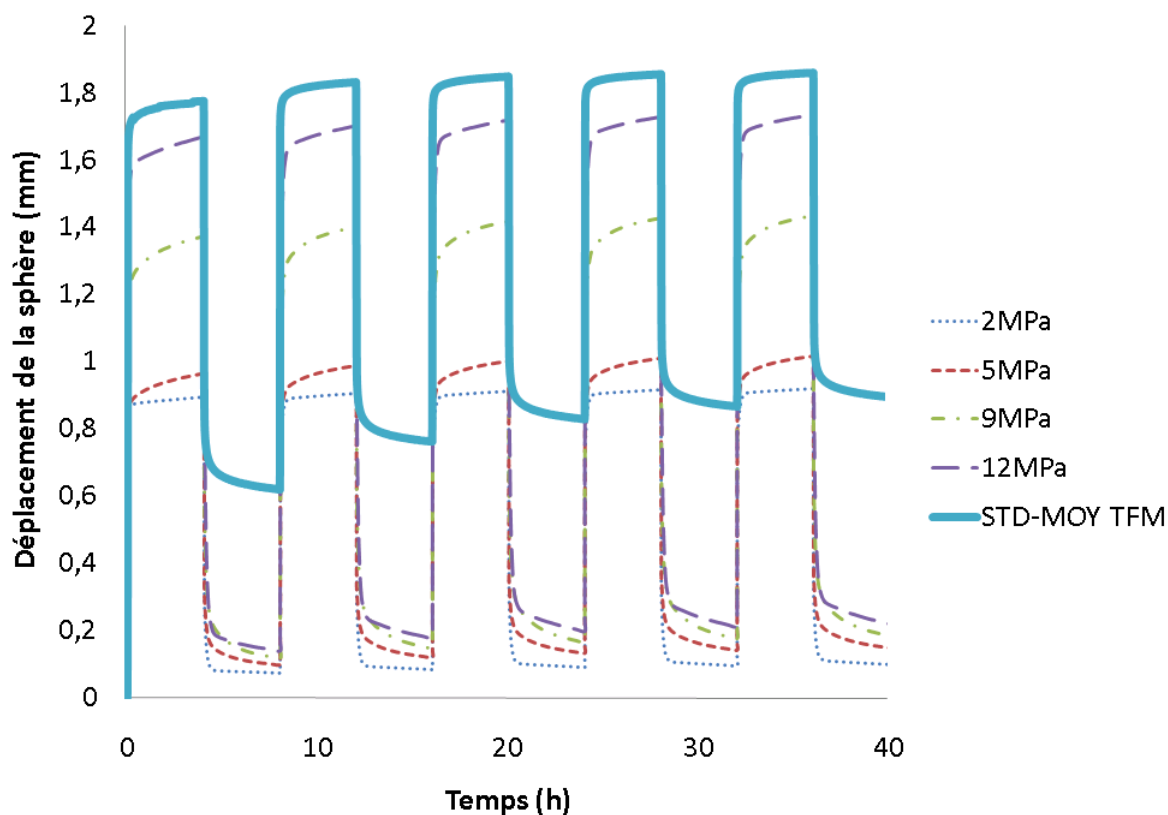


Figure 5.8 Superposition des courbes de simulation du TFM avec les essais expérimentaux réalisés par VELAN. La courbe en trait plein représente le déplacement moyen de la sphère durant les essais suite à l'application de cycles de pression de 8 h (4 h à  $P_{max}$  et 4 h à pression nulle). Les courbes pointillées sont les résultats des simulations pour les quatre définitions différentes du TFM issues des essais de fluage.

Nous espérons que l'une des 4 courbes matériau soit suffisamment proche des essais pour la considérer comme représentative. Cependant, que ce soit pour le PTFE ou le TFM, on observe des différences assez grandes entre la simulation et les essais. L'étude des courbes simulées montrent que plus les paramètres matériau ont été tirés d'un niveau de contrainte élevé, plus le matériau semble souple (déformation plus importante). Lorsque la pression est à son maximum ( $P_{max} = 5.1$  MPa), les courbes d'essais se situent entre les matériaux 5 et 9 MPa pour le PTFE tandis que pour le TFM, les courbes d'essais surpassent la courbe matériau 12 MPa. Déjà ici, le modèle et les essais ne semblent pas être en corrélation. Cependant, la différence la plus notable est l'écart sur le déplacement lorsque la pression est relâchée. Pour les courbes simulées, la sphère revient à une position assez proche de la position initiale. En revanche, pour les essais, le

retour de la sphère ne représente qu'un peu plus que la moitié du déplacement initial. Nous expliquons ceci par la présence manifeste de déformations plastiques au sein du joint lors du premier cycle de pression. De plus, on remarque que l'amplitude du retour de la sphère devient de moins en moins grande au fur et à mesure des cycles ce qui conforte le fait qu'il y a de la plasticité. Dans le modèle viscoélastique développé, la plasticité n'a pas été prise en compte ce qui explique ces différences observées. On voit tout de même que l'évolution du fluage semble proche des résultats expérimentaux pour des niveaux de contrainte de 9 et 12 MPa.

Nous voyons que le phénomène de plasticité n'ayant pas été pris en compte, les résultats des simulations ne pourront jamais coller avec les essais dès lors que la pression est trop grande et que de la plasticité apparaît. Ce modèle serait peut être valide pour des pressions plus faibles. À ce moment là, il n'y aurait pas de plasticité et une des courbes matériau à faible contrainte collerait peut être aux essais. N'ayant pas d'essais expérimentaux pour le PEEK, nous n'avons pas présenté les résultats des simulations mais les courbes pour chaque paramètre matériau sont très proches les unes des autres. De même, les résultats pour la géométrie standard du joint étant déjà assez éloignés des essais, nous n'avons pas présenté les résultats pour le CPR.

## 5.4 Amélioration de la géométrie du joint

Malgré le fait que nous ne soyons pas encore en mesure d'obtenir un modèle éléments finis qui reflète les données expérimentales fournies par VELAN, il nous est tout de même possible d'effectuer une amélioration de la géométrie. En effet, l'importance du fluage et de la plasticité dépendent directement des niveaux de contrainte qui sont présents dans le joint. Dans la réalité, le fluage et la plasticité peuvent changer légèrement la distribution des contraintes dans le joint mais les zones de concentration de contrainte resteront sensiblement les mêmes. L'objectif est de réduire le niveau de contrainte moyen en changeant légèrement la géométrie du joint sans pour autant augmenter ou diminuer significativement la masse du joint. Nous avons étudié l'amélioration comparative du niveau de contrainte moyen à la pression  $P_{max}$  en fonction de la géométrie pour un même matériau arbitraire. Nous avons choisi arbitrairement un des matériaux pour lesquels nous avons déterminé les paramètres viscoélastiques. En l'occurrence, il s'agit du PTFE testé sous une contrainte de 9 MPa.

Pour cela, nous avons observé la distribution des contraintes dans le joint de géométrie standard à la pression  $P_{max}$  présentée à la Figure 5.9. On remarque que les concentrations de contrainte sont situées dans trois zones principales, la partie supérieure (zone 1), l'extrémité droite (zone 2) et la zone de contact sphère/joint (zone 3). La sphère exerce un effort sur le joint principalement du bas vers le haut. On remarque d'ailleurs que suivant l'axe vertical 1, les contraintes semblent plus élevées. Le joint a donc tendance à se faire comprimer dans la partie supérieure. Du fait de la forme concave de la partie arrière du joint, la surface sur laquelle sont répartis les efforts est assez limitée. Nous avons augmenté cette surface en réduisant légèrement la distance entre les points d'appui de la forme concave comme illustré à la Figure 5.10. Nous avons également rajouté une petite surface d'appui au niveau du coin droit car lorsque le joint s'écrase dans la cavité, la partie à droite a tendance à glisser vers le bas et les efforts se retrouvent concentrés sur uniquement le coin droit. On remarque également un second axe selon lequel les contraintes sont importantes.

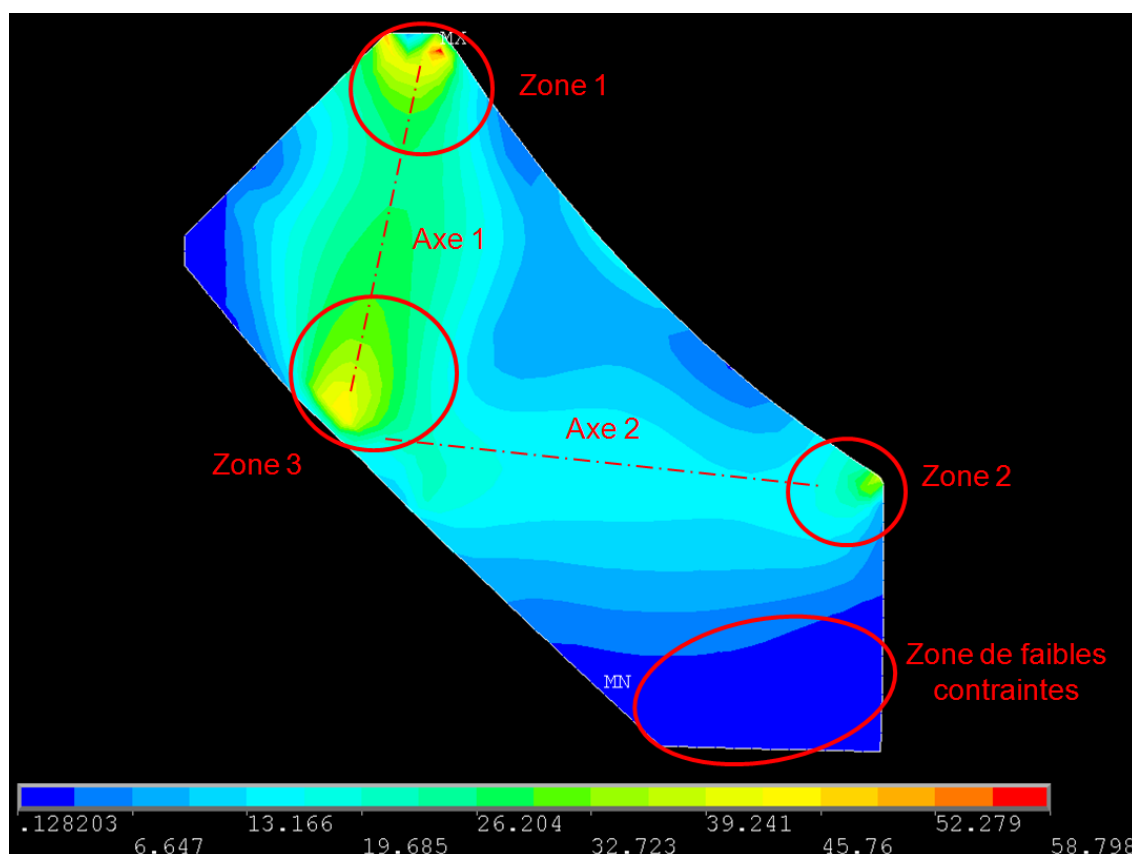


Figure 5.9 Répartition des contraintes de Tresca dans le joint Memoryseal™. Le joint modélisé par un matériau élastique arbitraire est soumis à la pression  $P_{max}$ . Même si les contraintes en elles mêmes ne représentent pas la réalité, on peut voir trois grandes zones de concentration de contrainte. Les contraintes les plus élevées semblent également être réparties selon deux axes.

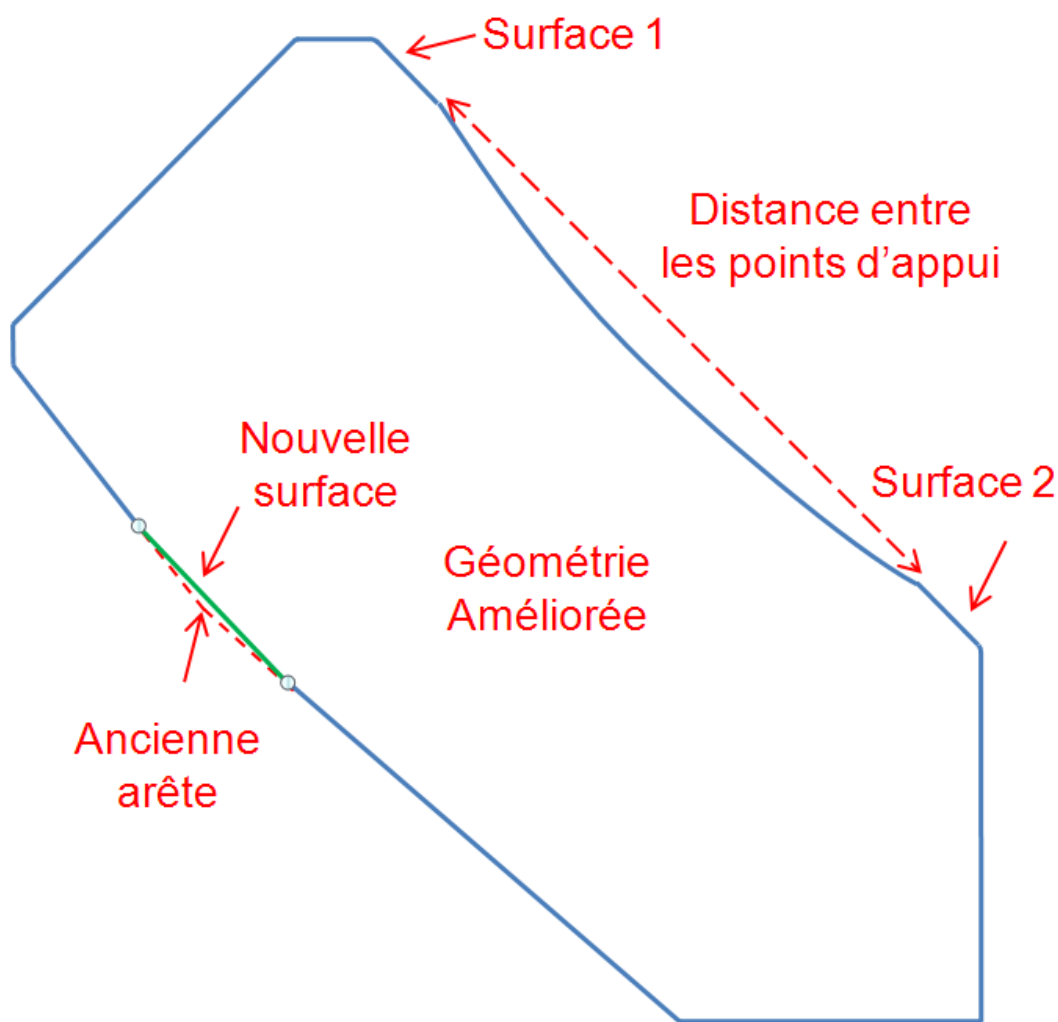


Figure 5.10 Amélioration de la géométrie du joint. Afin de diminuer les zones de concentration de contrainte, la surface d'appui du joint a été légèrement augmentée. Les surfaces 1 et 2 permettent une répartition des efforts à l'arrière du joint sur une surface plus grande qu'auparavant. La suppression de l'arrête vive au niveau du contact avec la sphère permet de diminuer la concentration de contrainte.

Afin de comparer les résultats, nous avons divisé la somme des contraintes de Tresca en chaque point du maillage par le nombre de points. Ceci nous donne une contrainte moyenne par point. Plus cette valeur est faible, moins les contraintes sont importantes dans le joint. Nous avons également comparé le pourcentage de points ayant une contrainte supérieure à la valeur arbitraire de 15 MPa (environ la valeur de la limite élastique du PTFE et du TFM). Ce rapport nous permet de voir si les concentrations de contrainte ont été diminuées significativement ou non. Toutes ces

valeurs sont rapportées dans le Tableau 5.1. Nous avons également indiqué le changement de volume du joint en % par rapport au joint standard.

Tableau 5.1 Récapitulatif de l'effet de l'amélioration de la géométrie sur les contraintes dans le joint. Nous avons comparé pour un matériau quelconque la contrainte moyenne dans le joint ainsi que le pourcentage de nœuds dépassant une contrainte arbitraire de 15 MPa afin de comparer les états de contrainte entre deux géométries. Nous avons également indiqué le changement du volume du joint par rapport à la géométrie standard. Il ne faut pas faire attention aux valeurs en elles mêmes mais plutôt à l'évolution de ces valeurs selon la géométrie.

Géométrie	Contrainte moyenne (MPa)	Pourcentage de points $\sigma > 15$ MPa	Volume du joint
Standard	8.42	13.0 %	100 %
Modification 1	7.65	8.5 %	+3 %
Modification 2	6.88	5.1 %	+2 %

On remarque que la première modification de la géométrie semble améliorer de manière importante la valeur de la contrainte moyenne et diminuer les concentrations de contrainte. L'étude des contraintes dans le joint montre effectivement que la valeur des contraintes est plus faible qu'auparavant dans les zones 1 et 2. Cependant, les concentrations de contrainte restent importantes au niveau du point de contact de la sphère avec le joint. Ceci vient du fait qu'initialement le joint n'est en contact avec la sphère que par une arête circulaire. Lors de l'utilisation du joint, cette arête se plastifie et permet une surface de contact plus grande mais la concentration de contrainte reste grande au niveau de cette arête. Nous avons donc changé cette arête par une petite surface plane montrée à la Figure 5.10. De même que pour la première modification de la géométrie, nous avons comparé les résultats de cette nouvelle modification dans le Tableau 5.1. Les résultats montrent encore une nouvelle amélioration au niveau de la concentration des contraintes. Au total, entre la géométrie standard et la géométrie 2, on observe une amélioration de près de 20 % sur la contrainte moyenne et de 8 % sur les contraintes dépassant les 15 MPa.

## 5.5 Conclusion sur la modélisation

Malgré les efforts investis dans la réalisation des essais et la détermination des paramètres matériaux, nous avons vu que le modèle développé ne nous permet pas de reproduire fidèlement les données fournies par VELAN. Nous avons comme objectif de développer un modèle viscoélastique linéaire, or les résultats des essais de fluage nous ont montrés que le PTFE et le TFM sont viscoélastiques non linéaires. Nous avons pensé qu'une des quatre courbes matériau se rapprocherait des courbes d'essais sur les joints mais là encore nous avons observé des différences importantes. La comparaison des simulations avec les essais a montré que de la plasticité intervenait. Le modèle développé n'est donc plus approprié dès lors que de la plasticité apparaît. Il faudrait faire de nouveaux essais sur les joints à des pressions plus basses de manière à voir si le modèle est valide dans le cas où il n'y a pas de plasticité. Cependant d'autres facteurs peuvent aussi avoir participé à ces divergences de résultats :

1. Les joints n'ont peut être pas été usinés dans les mêmes barres que celles utilisées pour les éprouvettes. On peut voir que la réponse élastique initiale diffère sensiblement de celle simulée.
2. Il faudrait contrôler plus en détail le protocole d'essai des joints à VELAN car la méthode de mesure du déplacement de la sphère et les détails du montage ne sont pas très bien connus.

Pour obtenir de meilleurs résultats il faudrait développer un nouveau modèle viscoélastique plastique. Cependant ceci impliquerait de refaire de nouveaux essais de fluage avec cette fois ci l'étude de la recouvrance. Il faudrait aussi étudier si de tels modèles sont disponibles dans le logiciel ANSYS et si oui, la manière de définir le matériau. Néanmoins, ce premier modèle montre déjà les difficultés liées à la détermination des paramètres matériau.



## CONCLUSION

Les vannes d'étanchéité sont des éléments qui sont très importants dans les différents domaines de l'industrie et notamment dans des secteurs tels que le nucléaire ou la chimie. L'entreprise VELAN est donc dans une constante recherche d'amélioration de ses produits et veut pouvoir offrir les meilleures garanties à ses clients. Ceci passe par une bonne connaissance des conditions d'utilisation des vannes et de la nature des éléments qui les composent. Nous avons vu que les joints d'étanchéité présents dans ces vannes sont déterminants pour l'efficacité de celles-ci. Ces joints étant faits de matériaux polymères (PTFE, TFM ou PEEK), ils ont un comportement viscoélastique et par conséquent on voit donc apparaître un phénomène de fluage qui, à long terme, pourrait détériorer l'efficacité des vannes. VELAN veut donc développer un modèle éléments finis capable de tenir compte du comportement viscoélastique des joints afin de s'en servir d'outil d'aide à la conception de nouvelles vannes et à la prédiction du comportement dans le temps.

Ne connaissant pas exactement les conditions d'obtention des différents matériaux, nous avons dû déterminer le comportement viscoélastique des matériaux par des essais mécaniques et notamment des essais de fluage en compression. Dans ce mémoire, nous avons pris comme hypothèse d'utiliser une loi de comportement viscoélastique linéaire pour modéliser les matériaux de joint. Ayant trois matériaux à tester sous différents niveaux de contrainte et avec des répétitions, nous ne pouvions pas monopoliser une machine conventionnelle de traction/compression pendant des mois. La fabrication d'un banc d'essai de fluage capable de mesurer et d'enregistrer la déformation d'échantillons en compression a donc été jugée nécessaire. Le développement de ce banc s'est appuyé sur un cahier des charges et sur les normes ASTM relatives aux essais de compression et de fluage. Cette machine de fluage a permis de montrer l'importance plus grande du fluage pour le PTFE et le TFM que pour le PEEK et de vérifier la meilleure résistance du TFM au fluage comparativement au PTFE. La comparaison de la déformation en fluage sous quatre différents niveaux de contrainte a permis de montrer que le PTFE et le TFM n'avaient pas un comportement viscoélastique linéaire. Le modèle matériau employé étant linéaire, nous avons dû déterminer des paramètres viscoélastiques pour chaque niveau de contrainte testé en fluage. Les essais de traction et de compression nous ont montrés que le comportement en traction et en compression étaient différents et que les paramètres tels

que le module d'Young et le coefficient de Poisson étaient sensibles au taux de déformation ce qui confirme également les études.

La comparaison de la modélisation des cycles de pression dans le modèle éléments finis développé avec les données des essais de VELAN n'a pas donné de très bons résultats pour le PTFE et le TFM. Aucun des quatre jeux de paramètres viscoélastiques calculés pour chaque matériau n'a permis de se rapprocher des courbes d'essai et des différences importantes ont été observées. Les données expérimentales ont montrées que de la plasticité intervenait ce qui n'est pas pris en compte dans le modèle et explique en partie la mauvaise corrélation des résultats. Il faudrait vérifier si le modèle s'approcherait d'avantage de nouveaux essais cycliques à des pressions plus basses où il n'y a pas de plasticité. Cependant d'autres facteurs ont également pu participer à ces divergences car la réponse élastique initiale diffère sensiblement de celle simulée. Ceci laisse supposer que les éprouvettes des essais de fluage n'ont peut être pas été usinées dans les mêmes barres que celles utilisées pour les joints. De plus, les détails du montage expérimental des joints ne sont pas très bien connus, il faudrait contrôler plus en détail la méthode et le dispositif de mesure du déplacement de la sphère.

Toutes ces observations nous ont amenés à proposer de futurs travaux. Il faudrait tout d'abord effectuer de nouveaux essais de cycle de pression sur des joints en contrôlant tous les paramètres d'essai (ex. température, pression, mise à zéro des LVDT). Il faudrait également refaire des essais de fluage sur des échantillons usinés dans les mêmes bruts que ceux dans lesquels on a usiné les joints afin d'avoir exactement le même matériau. Les essais de fluage devront être suivis d'essais de recouvrance afin d'évaluer la déformation permanente due à la plasticité. Les données de ces essais devront être approximées par un nouveau modèle de loi de comportement permettant de prendre en compte la plasticité. Ce nouveau modèle viscoélastique plastique devrait donner de meilleurs résultats.

Cependant, malgré cette mauvaise corrélation entre les simulations et les résultats expérimentaux, ce premier modèle constitue une grande amélioration comparativement à un modèle statique. Ce projet nous montre déjà les difficultés liées à la détermination des paramètres matériau concernant les polymères viscoélastiques. De plus, la machine de fluage développée pourra être réutilisée pour effectuer les nouveaux essais de fluage. Malgré le fait qu'un nouveau modèle doit être développé, les étapes à suivre pour obtenir des paramètres matériaux seront les mêmes que

celles présentées dans ce mémoire. Le modèle éléments finis de la vanne pourra également être réutilisé car seule la définition du matériau du joint changera. VELAN souhaiterait également utiliser ce nouveau modèle éléments finis pour développer un tout nouveau type de joint qui serait doté d'un renfort interne afin de résister encore mieux au fluage. Ce projet a vu le jour grâce à la collaboration entre les universités et les industries qui est profitable à chacun des partis. VELAN a su faire confiance à l'École Polytechnique de Montréal qui est prête à utiliser son expertise dans les différents domaines de la science pour répondre à des problèmes concrets et nous espérons que cette collaboration pourra être poursuivie dans l'avenir.

## RÉFÉRENCES

1. VELAN, *Memoryseal ball valves*. VEL-BV-2004, 2004.
2. DuPont, *DuPont Teflon PTFE Properties Handbook*. H-37051-3, 1996.
3. Koo, G.P., et al. *Engineering properties of halon G-80, new polytetrafluoroethylene resin*. in *21st SPE Annual Technical Conference*. 1965: Society of Plastics Engineers (SPE) Stamford CT United States Acronym definition: Society of Plastics Engineers.
4. Rae, P.J. and D.M. Dattelbaum, *The properties of poly (tetrafluoroethylene) (PTFE) in compression*. *Polymer*, 2004. 45(22): p. 7615-7625.
5. Rae, P.J., E.N. Brown, and E.B. Orler, *The mechanical properties of poly(ether-ether-ketone) (PEEK) with emphasis on the large compressive strain response*. *Polymer*, 2007. 48(2): p. 598-615.
6. Ferguson, S.J., J.M.A. Visser, and A. Polikeit, *The long-term mechanical integrity of non-reinforced PEEK-OPTIMA polymer for demanding spinal applications: experimental and finite-element analysis*. *European Spine Journal*, 2006. 15(2): p. 149-156.
7. Rae, P.J. and E.N. Brown, *The properties of poly(tetrafluoroethylene) (PTFE) in tension*. *Polymer*, 2005. 46(19): p. 8128-8140.
8. Thomas, P.E., et al., *Effects of fabrication on properties of Teflon resins*. *Society of Plastics Engineers -- Journal*, 1956. 12(6): p. 89-96.
9. Dyneon. *Dyneon TFM 1600 PTFE*. 2001 [cited; Available from: <http://multimedia.3m.com/mws/mediawebserver?66666UuZjcFSLXTtIXf IXf6EVu QEcuZgVs6EVs6E666666-->].
10. Dyneon, *Dyneon PTFE vs. Dyneon TFM PTFE*.
11. Dyneon. *TFM 1600 PTFE technical information*. 2001 [cited; Available from: <http://multimedia.3m.com/mws/mediawebserver?66666UuZjcFSLXTtXMVM8& EVuQEcuZgVs6EVs6E666666-->].

12. Victrex. *Guide des propriétés.* [cited; Available from: [http://www.victrex.com/docs/literature-docs/Property\\_Guide\\_FR.pdf](http://www.victrex.com/docs/literature-docs/Property_Guide_FR.pdf).
13. Victrex. *Guide de transformation.* [cited; Available from: [http://www.victrex.com/docs/literature-docs/Processing\\_Guide\\_FR.pdf](http://www.victrex.com/docs/literature-docs/Processing_Guide_FR.pdf).
14. Gao, S.-L. and J.-K. Kim, *Cooling rate influences in carbon fibre/PEEK composites. Part 1. Crystallinity and interface adhesion.* Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2000. 31(6): p. 517-530.
15. ANSYS, *Release 11.0 Documentation for ANSYS.*
16. ASTM, *ASTM D638-03 : Standard Test Methods for Tensile Properties of Plastics.*
17. ASTM, *ASTM D695-02a : Standard Test Methods for Compressive Properties of Rigid Plastics*
18. ASTM, *ASTM D621-64 : Standard Test Methods for Deformation of Plastics Under Load.*
19. ASTM, *ASTM D2990-01 : Standard Test Methods for Tensile, Compressive, and Flexural Creep and Creep-Rupture of Plastics.*
20. Danaher. *Profile Rail Linear Guides.* 2008 [cited; Available from: [http://www.thomsonlinear.com/website/com/eng/download/document/200802\\_11\\_Profile\\_Rail\\_Final.pdf](http://www.thomsonlinear.com/website/com/eng/download/document/200802_11_Profile_Rail_Final.pdf).

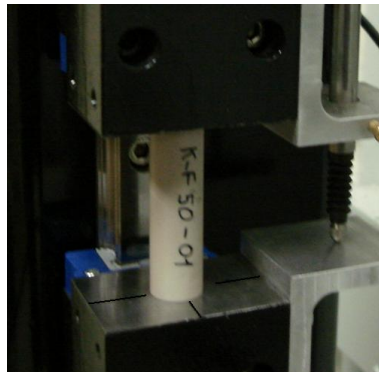
## ANNEXE 1 – Procédure d'essai de la machine de fluage

Voici les principales étapes à suivre pour effectuer un essai de fluage en compression sur trois éprouvettes en même temps. Nous allons détailler les étapes suivantes :

- A. Préparation de la machine
- B. Départ de l'essai et acquisition des données
- C. Procédure de redémarrage

### A.Préparation de la machine :

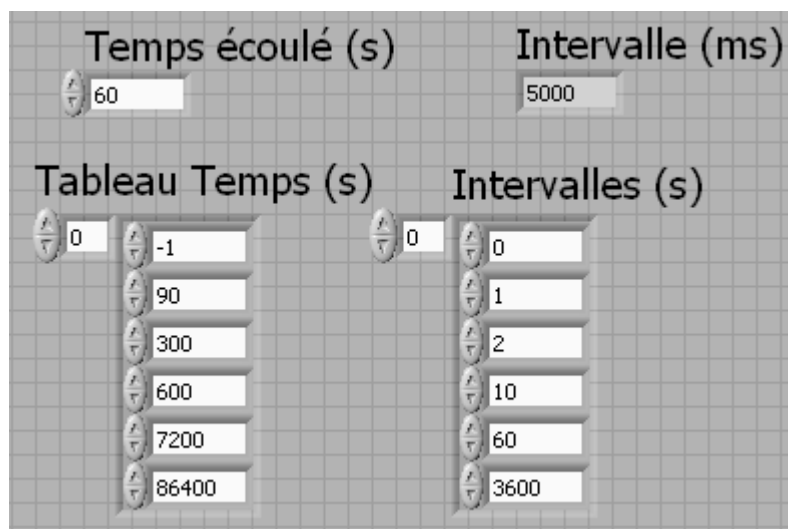
1. Mesurer les dimensions des trois éprouvettes à tester avec un pied à coulisse (longueur et section).
2. Relever le bras de levier complètement pour ne pas mettre d'effort sur les éprouvettes.
3. Placer les éprouvettes entre les plateaux de compression en faisant attention à les positionner au centre des plateaux (s'aider des repères visuels).



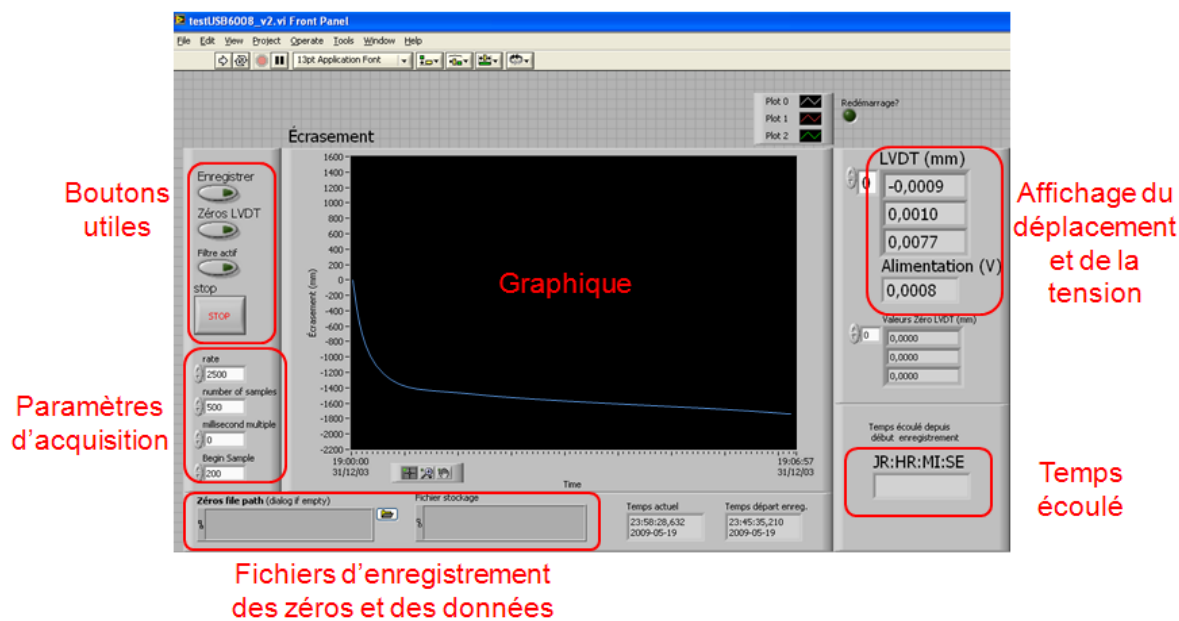
4. Régler la hauteur des LVDT de chaque étage de compression avec les vis de maintien afin que chaque LVDT soit au début de sa course avant de partir le test (tige sortie).

## B. Départ de l'essai et acquisition des données :

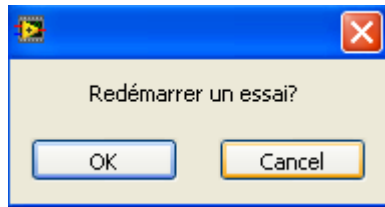
1. Ouvrir le programme « Choix intervalles » et choisir l'intervalle de temps entre deux mesures ainsi que le temps jusqu'auquel cela s'applique.




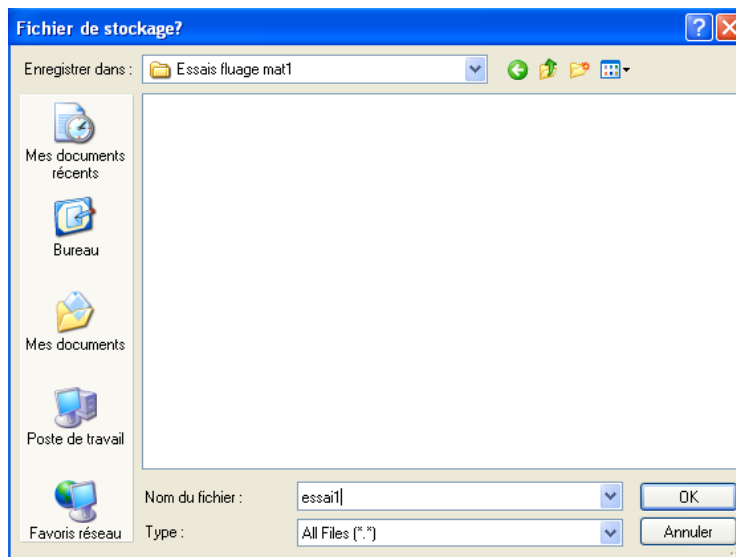
2. Enregistrer avant de quitter.
3. Ouvrir le programme d'acquisition de fluage (sous labVIEW).



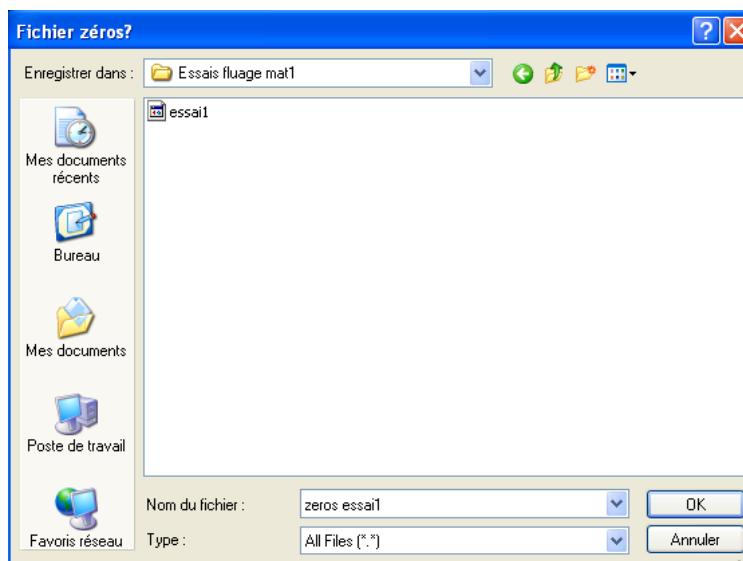
4. Répondre deux fois Annuler à la question « Redémarrer un essai? ».



5. Démarrer un nouvel essai en appuyant sur le bouton .
6. Nommer et choisir un emplacement pour le fichier de données.

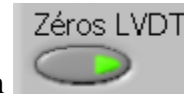


7. Nommer et choisir un emplacement pour le fichier des zéros des LVDT (sert à repartir un essai en cas de coupure de courant).





8. Régler la tension de l'alimentation extérieure afin d'obtenir une tension la plus proche possible de 10V.
9. Appuyer légèrement sur le premier étage puis relâcher afin de mettre en contact toutes les éprouvettes avec les plateaux.



10. Faire le zéro des LVDT en appuyant sur le bouton
11. Calculer la Masse nécessaire à mettre sur le balancier en fonction de l'effort voulu sur les éprouvettes. Cette Masse prend en compte le rapport du bras de levier, la section des éprouvettes et le fait que le bras soit équilibré ou non.

$$Masse = \frac{F_{essai} - F_{ini}}{(R \times 9.81)}$$

avec

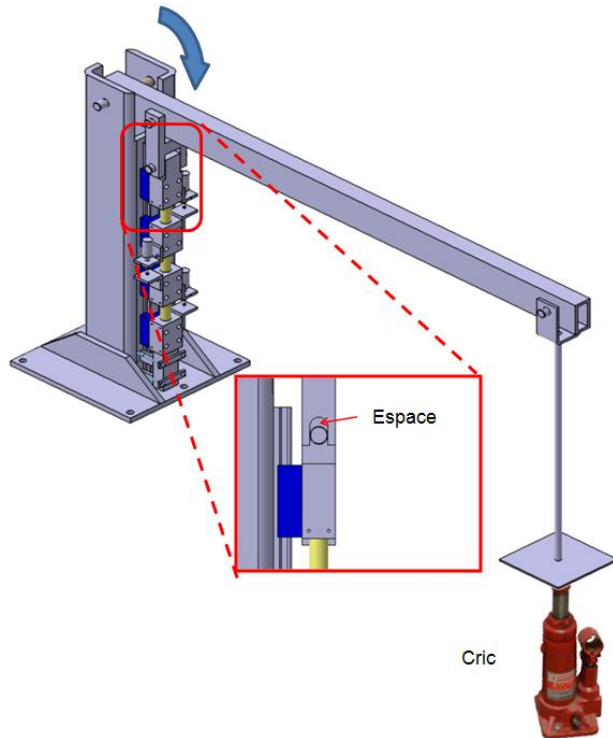
$$F_{essai} = \sigma_{essai} \times S$$

et

$$F_{ini} = 0N \quad \text{si équilibré}$$

$$F_{ini} = 675N \quad \text{si non équilibré}$$

12. Descendre le bras de levier et faire poser le plateau du balancier sur le cric hydraulique afin que l'axe du premier plateau se trouve dans l'encoche de la bielle sans en toucher le fond (pas d'effort sur les échantillons).



13. Placer les poids sur le plateau du balancier.

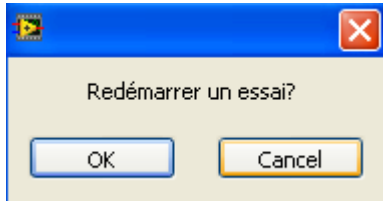
14. Commencer l'enregistrement en appuyant sur le bouton



15. Appliquer la charge en desserrant la vis du cric progressivement, cependant la totalité de la charge doit être appliquée en deçà de 5 secondes.

**C.Procédure de redémarrage :**

1. Allumer l'ordinateur.
2. Ouvrir le programme d'acquisition de fluage (sous labVIEW).
3. Répondre OK à la question « Redémarrer un essai? ».



4. Indiquer le fichier dans le quel étaient stockés les zéros.
5. Indiquer le fichier d'enregistrement.
6. Régler la tension de l'alimentation extérieure afin d'obtenir une tension la plus proche possible de 10V.

7. Reprendre l'enregistrement en appuyant sur le bouton



## ANNEXE 2 – Programme

```
finish
/clear
```

```
/PREP7
```

```
-----
!                               DEFINITION DES ELEMENTS
-----
```

```
ET,1,PLANE183      !element surface 8 noeuds
KEYOPT,1,3,1        !option d'axisymetrie
```

```
!CONTACT JOINT LOGEMENT
```

```
!ET,2,CONTA172      !element contact noeud intermediaire
!ET,3,TARGE169      !element contact 2D
```

```
!CONTACT JOINT SPHERE
```

```
!ET,4,CONTA172      !element contact noeud intermediaire
!ET,5,TARGE169      !element contact 2D
```

```
!CONSTANTES
```

```
R,1                !sphere
R,2                !logement
R,3                !joint
```

```
-----
!                               DEFINITION DES MATERIAUX
-----
```

```
!MATERIAU SPHERE ET LOGEMENT
```

```
EX1=210e3
NUXY1=0.3
```

```
MP,EX,1,EX1
MP,NUXY,1,NUXY1
```

```
!MATERIAU JOINT
```

```
!PTFE 12MPa complet
```

```
MPTMP,,,,,,,,, !matériau joint
```

```
MPTMP,1,0
```

```
MPDATA,EX,2,,162.741
```

```
MPDATA,PRXY,2,,0.46
```

```
TB,PRONY,2,1,4,SHEAR
```

```
TBTEMP,0
```

```
TBDATA,,0.319419, 0.0682175, 0.0348805, 0.947721, 0.0740705, 8.85369
```

```
TBDATA,,0.0510853, 90.9404
```

```
TB,PRONY,2,1,4,BULK
```

```
TBTEMP,0
```

```
TBDATA,,0.319419, 0.0682175, 0.0348805, 0.947721, 0.0740705, 8.85369
```

```
TBDATA,,0.0510853, 90.9404
```

```
!MATERIAU CONTACT
```

```
MPTMP,,,,,,,,,
```

```
MPTMP,1,0
```

```
MPDATA,EX,3,,210000      !module young
```

```
MPDATA,PRXY,3,,0.3      !coefficient poisson
```

```
-----
```

```

!
GEOMETRIE
-----
wpoff,0,37.4,0 !deplacement repere
CSYS,4 !activation repere

!JOINT
-----
K,11,44.2595,18.415,0, !geometrie joint
K,12,45.6565,18.415,0,
K,13,57.0865,6.985,0,
K,14,57.0865,0,0,
K,15,51.39944,0,0,
K,16,42.545,7.6962,0,
K,17,38.9255,12.32916,0,
K,18,38.9255,13.081,0
K,20,57.0865,18.415,0, !point qui servira a la creation de l'arc de cercle

LSTR, 13, 14 !creation des lignes joint
LSTR, 14, 15
LSTR, 15, 16
LSTR, 16, 17
LSTR, 17, 18
LSTR, 18, 11
LSTR, 11, 12

LARC,12,13,20,28.448, !arc de cercle

LFILLT,6,7,0.2, , !coins arrondis du joint 0.381
LFILLT,7,8,0.2, ,
LFILLT,8,1,0.2, ,

!LOGEMENT
-----
!wpoff,0,10,0 !deplacement repere
!CSYS,4 !activation repere

K,111,44.2595,18.415,0, !geometrie logement non decallee
K,112,45.6565,18.415,0,
K,113,57.0865,6.985,0,
K,114,57.0865,0,0,

K,118,40.2971,14.4526,0

K,124,59.087,0,0,

K,128,38.883,15.867,0

NUMSTR, LINE, 100 !numerotation decallee

LSTR, 118, 111 !creation des lignes logement
LSTR, 111, 112
LSTR, 112, 113
LSTR, 113, 114
LSTR, 128, 118
LSTR, 114, 124

NUMSTR, KP, 100 !numerotation decallee

LFILLT,100,101,0.1, , !coins arrondis du logement
LFILLT,101,102,0.1, ,
LFILLT,102,103,0.1, ,

WPSTYL, STAT !redeplacement du repere
CSYS,0
WPAVE,0,0,0

```

```

CSYS,4

WPSTYLE,,,,,,,,0 !masque le repere

! SPHERE
-----
Rboule=61.9633
Anglecontact=47 !valeur a verifier
Anglebalayageavant=17
Anglebalayageapres=8

CSYS,1 !coordonnees cylindriques

K,201,Rboule,0,,
K,202,Rboule,Anglecontact-Anglebalayageavant,,
K,203,Rboule,Anglecontact+Anglebalayageapres,,
K,204,Rboule,90,,

K,210,Rboule,Anglecontact,,

CSYS,0 !coordonnees cartisien

K,200,0,0,0,

NUMSTR, LINE, 200 !numerotation decalee

LSTR, 200, 204 !creation des lignes
LSTR, 200, 201 !creation des lignes

LARC,201,202,200,Rboule,
LARC,202,210,200,Rboule,
LARC,210,203,200,Rboule,
LARC,203,204,200,Rboule,

-----
! MAILLAGE DES AIRES
-----
! JOINT
-----
FLST,2,11,4 !aire joint
FITEM,2,1
FITEM,2,2
FITEM,2,3
FITEM,2,4
FITEM,2,5
FITEM,2,6
FITEM,2,9
FITEM,2,7
FITEM,2,10
FITEM,2,8
FITEM,2,11
AL,P51X

AATT, 2, 3, 1, 0, !maillage joint
ESIZE,0.5
MSHKEY,0
AMESH,ALL

!FLST,5,3,4,ORDE,2 !raffinage coins joint
!FITEM,5,9
!FITEM,5,-11
!CM,_Y,LINE
!LSEL,,,P51X
!CM,_Y1,LINE

```

```
!CMSEL,S,_Y
!CMDELE,_Y
```

```
!LREFINE,_Y1, , ,2,1,1,1
!CMDELE,_Y1
```

```
FLST,2,6,4          !aire sphere
FITEM,2,200
FITEM,2,205
FITEM,2,204
FITEM,2,203
FITEM,2,202
FITEM,2,201
AL,P51X
```

```
!ASEL,S, , ,      2
```

```
AATT,      1,      1,      1,      0,
MSHAPE,0,2D
MSHKEY,0
ESIZE,2.0
AMESH,ALL
```

```
-----
!                               MAILLAGE DES SURFACES DE CONTACT
-----
```

```
! JOINT-LOGEMENT
-----
```

```
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
```

```
CM,_NODECM,NODE
```

```
CM,_ELEMCM,ELEM
```

```
CM,_KPCM,KP
```

```
CM,_LINECM,LINE
```

```
CM,_AREACM,AREA
```

```
CM,_VOLUCM,VOLU
```

```
/GSAV,cwz,gsav,,temp
```

```
MP,MU,3,
```

```
MAT,3
```

```
MP,EMIS,3,7.88860905221e-031
```

```
R,4
```

```
REAL,4
```

```
ET,2,169
```

```
ET,3,172
```

```
KEYOPT,3,9,0
```

```
KEYOPT,3,10,2
```

```
R,4,
```

```
RMORE,
```

```
RMORE,,0
```

```
RMORE,0
```

```
! Generate the target surface
```

```
LSEL,S,,,100
```

```
LSEL,A,,,101
```

```
LSEL,A,,,102
```

```
LSEL,A,,,103
```

```
LSEL,A,,,104
```

```
LSEL,A,,,105
```

```
LSEL,A,,,106
```

```
LSEL,A,,,107
```

```
LSEL,A,,,108
```

```
CM,_TARGET,LINE
```

```
TYPE,2
```

```
LATT,-1,4,2,-1
```

```
TYPE,2
```

```
LMESH,ALL
```

```

! Generate the contact surface
LSEL,S,,,1
LSEL,A,,,6
LSEL,A,,,7
LSEL,A,,,8
LSEL,A,,,9
LSEL,A,,,10
LSEL,A,,,11
CM,_CONTACT,LINE
TYPE,3
NSLL,S,1
ESLN,S,0
ESURF
*SET,_REALID,4
ALLSEL
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,2
ESEL,A,TYPE,,3
ESEL,R,REAL,,4
LSEL,S,REAL,,4
/PSYMB,ESYS,1
/PNUM,TYPE,1
/NUM,1
EPLOT
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,2
ESEL,A,TYPE,,3
ESEL,R,REAL,,4
LSEL,S,REAL,,4
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
/GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END

! JOINT-SPHERE
-----
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
CM,_NODECM,NODE
CM,_ELEMCM,ELEM
CM,_KPCM,KP
CM,_LINECM,LINE
CM,_AREACM,AREA
CM,_VOLUCM,VOLU
/GSAV,cwz,gsav,,temp
MP,MU,3,0
MAT,3
R,5
REAL,5
ET,4,169
ET,5,172
KEYOPT,5,9,0
KEYOPT,5,10,2
R,5,

```



```

RMORE,
RMORE,,0
RMORE,0
! Generate the target surface
LSEL,S,,,203
LSEL,A,,,204
CM,_TARGET,LINE
TYPE,4
LATT,-1,5,4,-1
TYPE,4
LMESH,ALL
! Generate the contact surface
LSEL,S,,,2
LSEL,A,,,3
LSEL,A,,,4
LSEL,A,,,5
CM,_CONTACT,LINE
TYPE,5
NSLL,S,1
ESLN,S,0
ESURF
*SET,_REALID,5
ALLSEL
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,4
ESEL,A,TYPE,,5
ESEL,R,REAL,,5
LSEL,S,REAL,,5
/PSYMB,ESYS,1
/PNUM,TYPE,1
/NUM,1
EPLOT
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,4
ESEL,A,TYPE,,5
ESEL,R,REAL,,5
LSEL,S,REAL,,5
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
/GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END

```

!écriture normale (marche)

!-----  
 ! CONDITIONS LIMITES  
 !-----

```

FLST,2,1,4,ORDE,1      !symetrie ligne 200
FITEM,2,200
DL,P51X, ,SYMM

```

```

FLST,2,9,4,ORDE,2      !blocage logement
FITEM,2,100
FITEM,2,-108

```

```
!*
/GO
DL,P51X, ,ALL,
```

```
-----
!                               CHARGEMENT
-----
```

```
FINISH
/CONFIG,NRES,500000      !Nombre de resultats max (default 1000)
```

```
/SOL
!*
ANTYPE,4
!*
TRNOPT,FULL
LUMPM,0
```

```
!-----
!                               cycle 1
!-----
```

```
!Montée 1
!-----
```

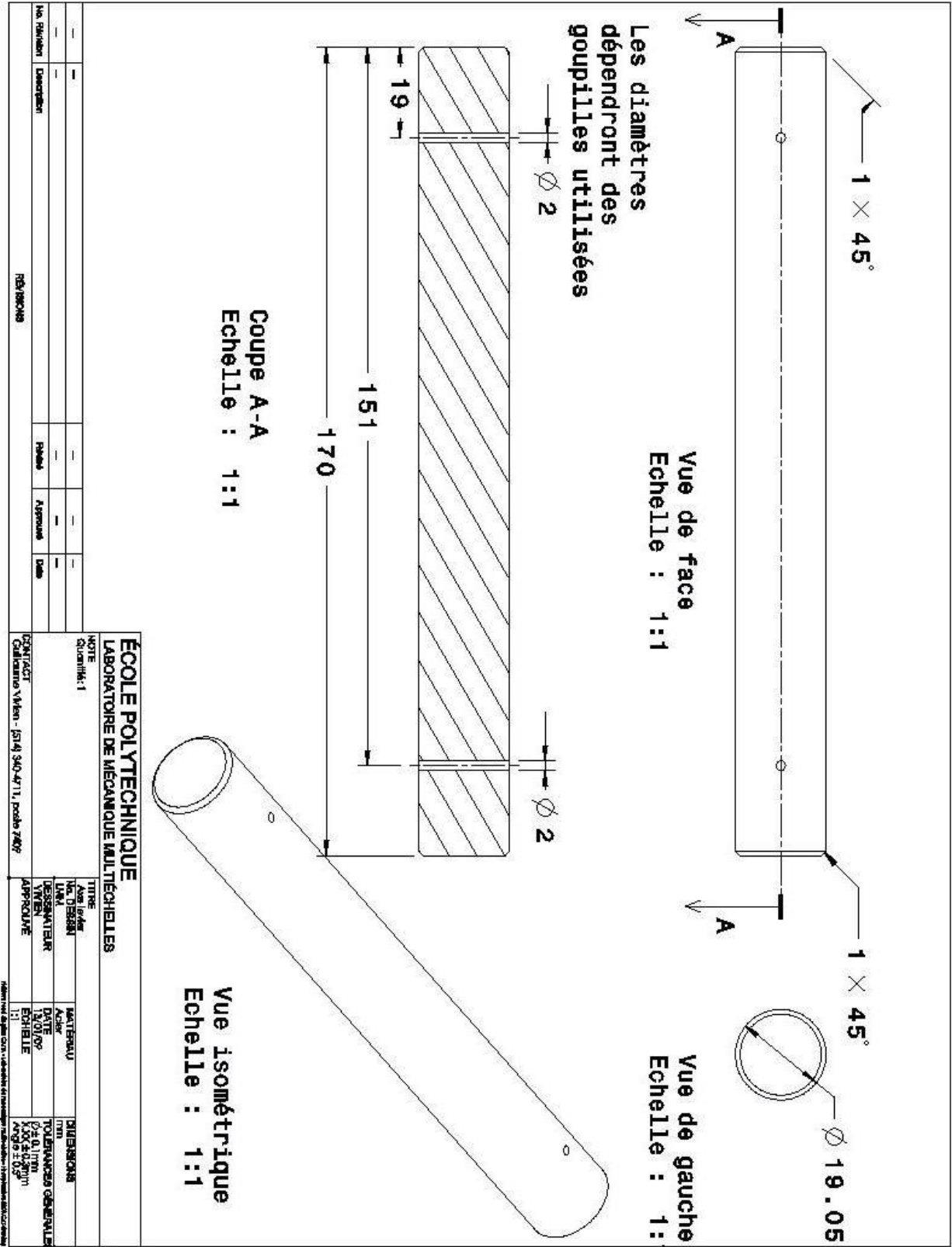
```
NSUBST,5,10,1
OUTRES,ERASE
OUTRES,ALL,1
KBC,1          !0 rampe    1 step
TIME,0.001     !temps fin du LS
FLST,2,1,4,ORDE,1
FITEM,2,201
DL,P51X, ,UY,0.2 !deplacement sphere 0.2
LSWRITE,1,
```

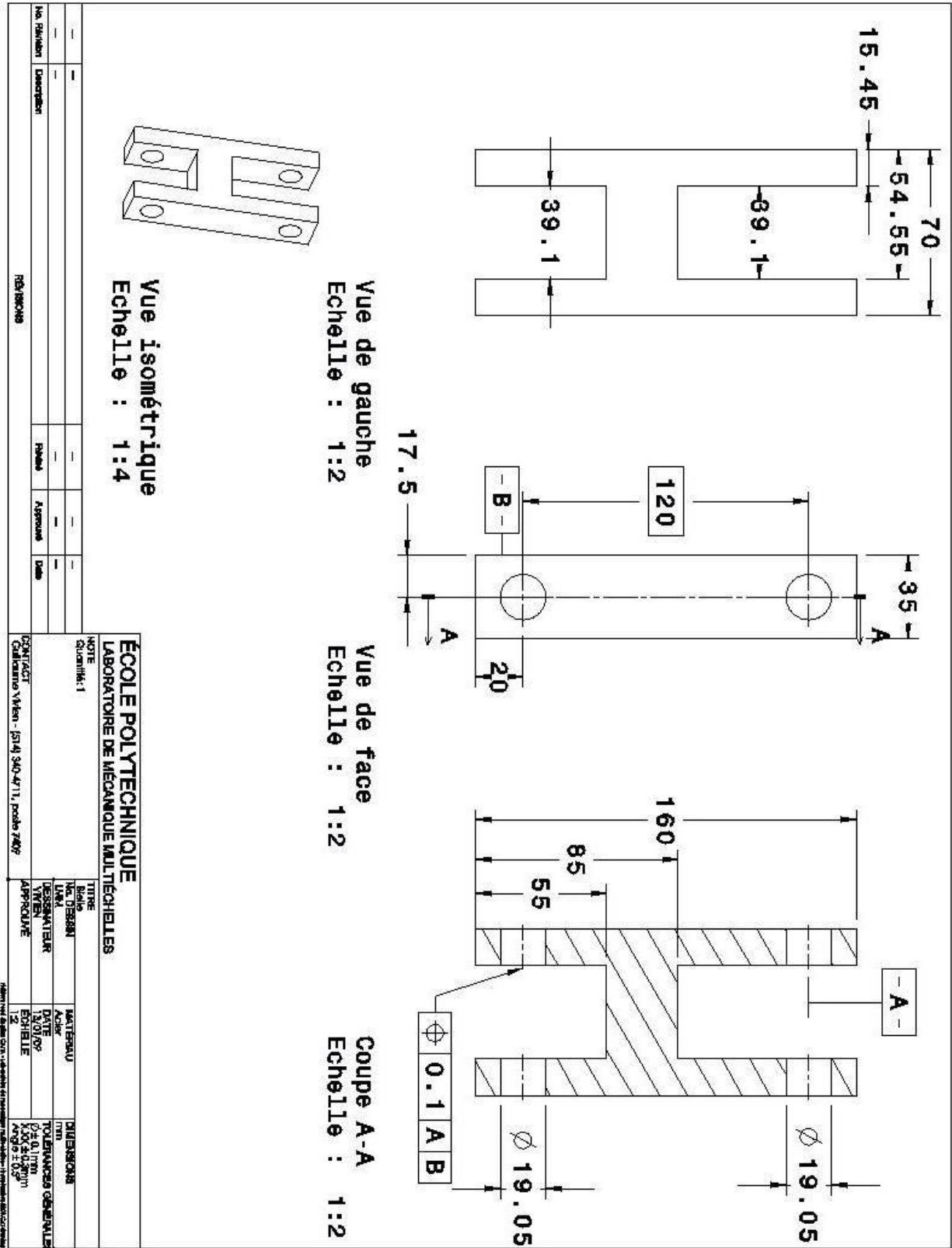
```
NSUBST,15,300,1
OUTRES,ERASE
OUTRES,ALL,1
KBC,0
TIME,0.002
FLST,2,1,4,ORDE,1
FITEM,2,201
DLDELE,P51X,ALL !annulation deplacement
FLST,2,8,4,ORDE,6
FITEM,2,201
FITEM,2,-203
FITEM,2,1
FITEM,2,-3
FITEM,2,8
FITEM,2,11
SFL,P51X,PRES,1, !pression en MPa
LSWRITE,2,
```

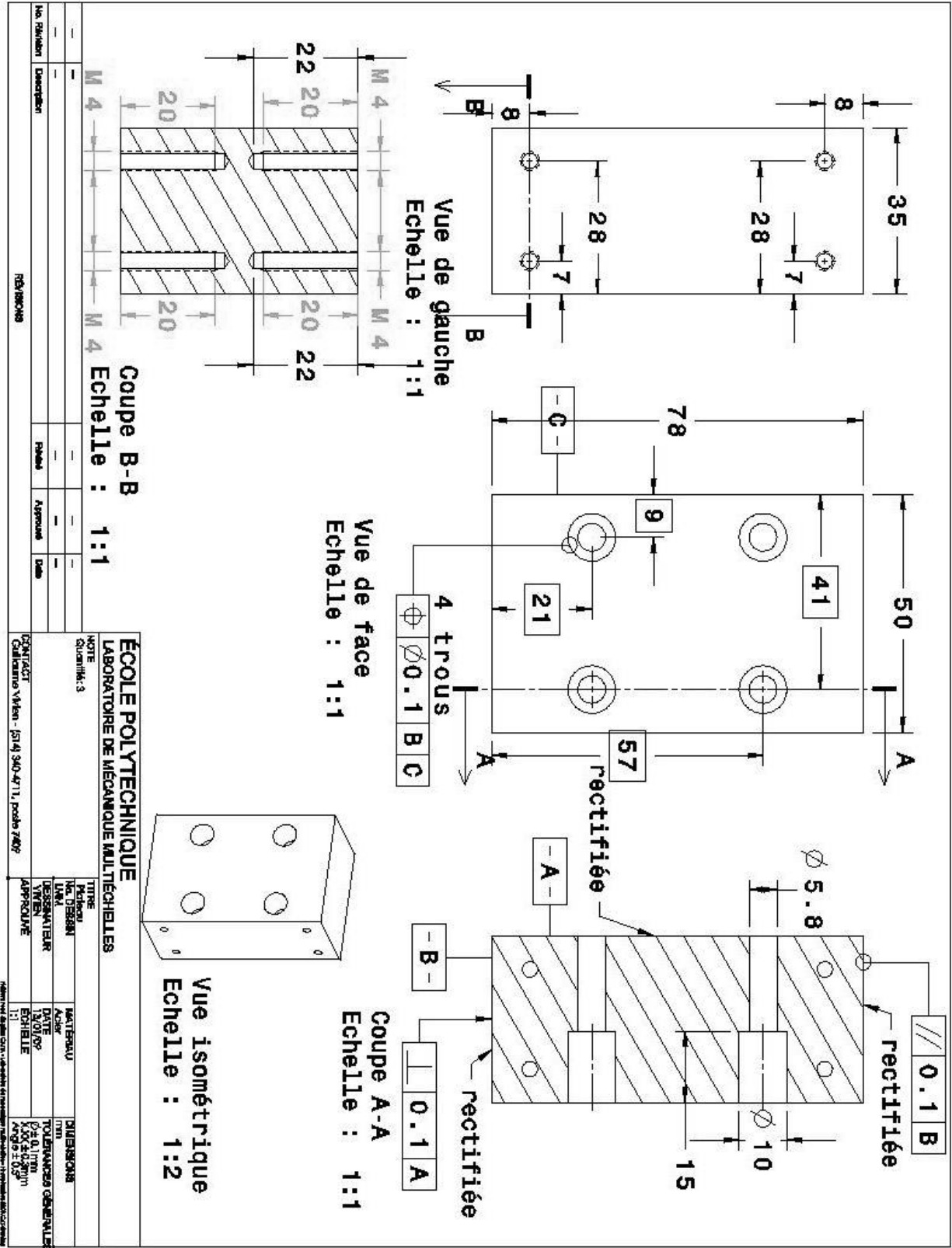
```
NSUBST,15,300,1
OUTRES,ERASE
OUTRES,ALL,1
KBC,0
TIME,0.003
FLST,2,8,4,ORDE,6
FITEM,2,201
FITEM,2,-203
FITEM,2,1
FITEM,2,-3
FITEM,2,8
FITEM,2,11
```

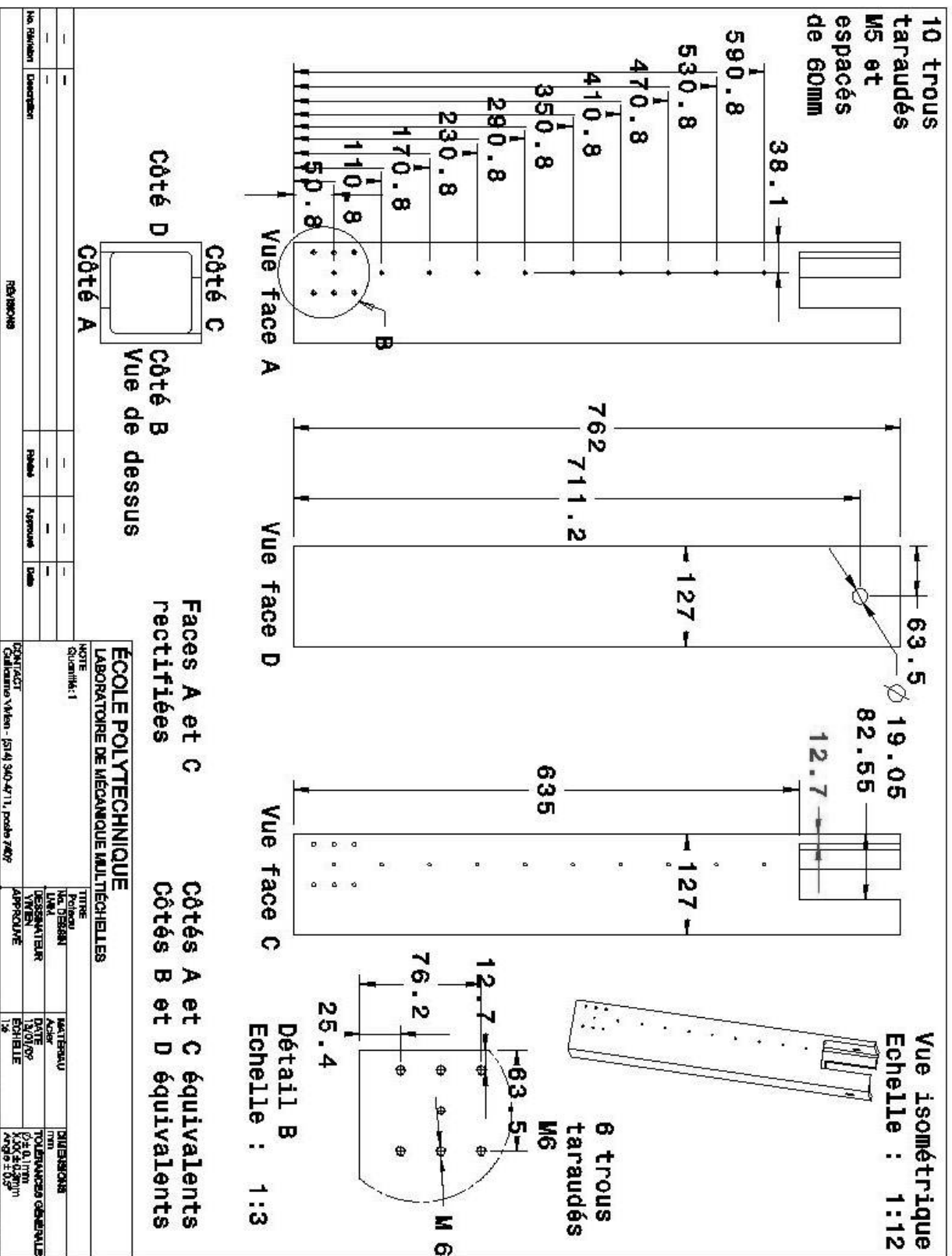
SFL,P51X,PRES,2, !pression en MPa  
LSWRITE,3,



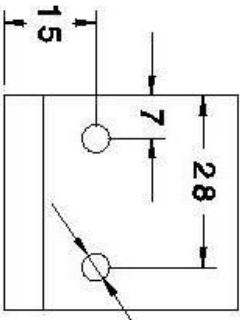






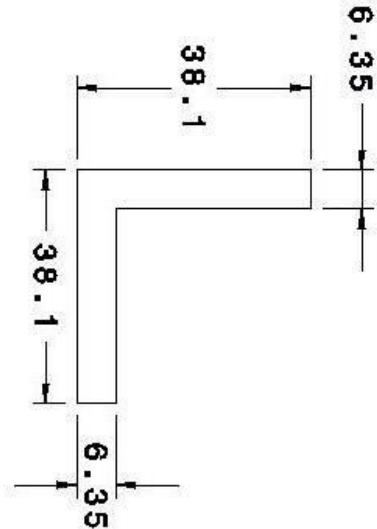






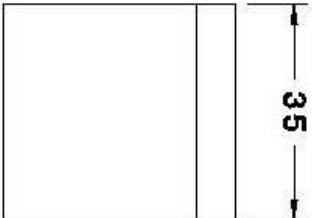
Deux trous

Ø 4.5

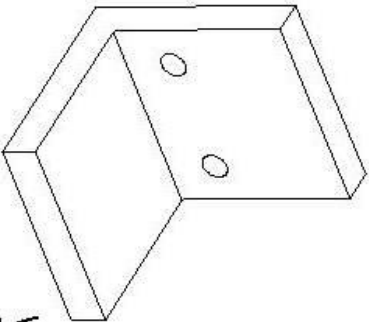


Vue de face  
Echelle : 1:1

Vue de gauche  
Echelle : 1:1



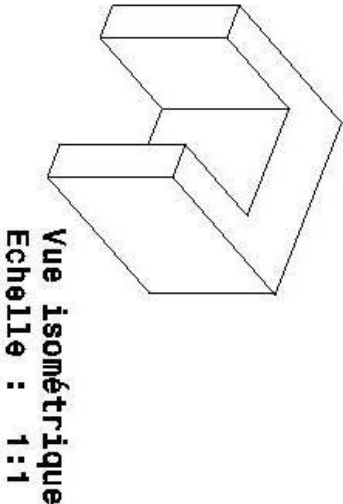
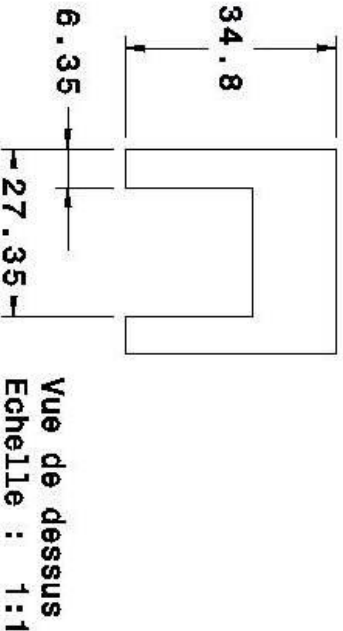
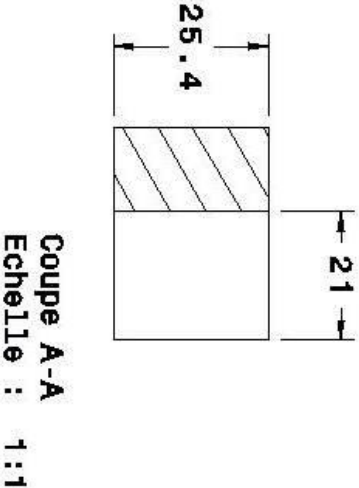
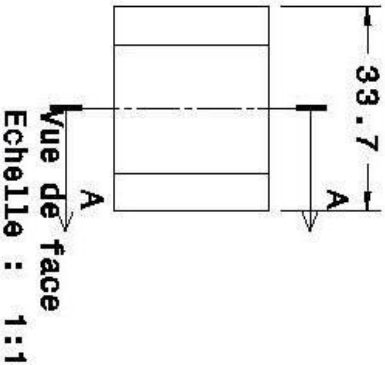
Vue de dessus  
Echelle : 1:1



Vue isométrique  
Echelle : 1:1

ÉCOLE POLYTECHNIQUE									
LABORATOIRE DE MÉCANIQUE MULTITECHNIQUES									
NOTE		TITRE		MATÉRIEL		DIMENSIONS			
Quantité: 3		Carnet LYOT		Nc. Dessin		mm			
		Lam		Ammunition					
		Dessinateur		Date		TOLÉRANCES GÉNÉRALES			
		Yves		12/07/09		±0.1 mm			
		Approuvé		Echelle		±0.05 mm			
				1:1		Angles ± 0.5°			
CONTRACT									
Calcaire Viten - 514 340-47 1, poche 240g									
RÉVISIONS									
No. Révision		Description		Révisé		Approuvé		Date	
—		—		—		—		—	
—		—		—		—		—	
—		—		—		—		—	





ÉCOLE POLYTECHNIQUE									
LABORATOIRE DE MÉCANIQUE MULTITECHNIQUES									
NOTES		TITRE		MATÉRIAU		DIMENSIONS			
Quantité: 2		No. Dessin		Aluminium		TOLERANCES GÉNÉRALES			
		LINA		DATE		2 ± 0.1 mm			
		DESIGNATEUR		REVIZOR		0.5 ± 0.05 mm			
		APPRENTI		ÉVALUÉ		0.2 ± 0.02 mm			

